



TUGAS AKHIR - TM 090340

**KAJIAN UNJUK KERJA SISTEM PENEREMAN DEPAN
DENGAN CAKRAM DAN BELAKANG DENGAN TROMOL PADA
SEPEDA MOTOR GAS WISANGGENI**

**DIMAS TOFA RACHMADI
2110 030 085**

**DOSEN PEMBIMBING
Hendro Nurhadi Dipl.Ing.PhD**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2014**



FINAL PROJECT -TM 090340

**THE WISANGGENI GAS ENGINE STUDY PERFORMANCE
BRAKING SYSTEM WITH FRONT DISC AND WITH REAR
DRUM**

DIMAS TOFA RACHMADI
2110 030 085

Advisor

Hendro Nurhadi Dipl.Ing.Phd

DIPLOMA III STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING
Industrial Technology Faculty
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya
2014

LEMBAR PENGESAHAN

KAJIAN UNJUK KERJA SISTEM Pengereman Depan DENGAN Cakram dan Belakang dengan Tromol pada Sepeda Motor Gas Wisanggeni

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi D III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

DIMAS TOFA RACHMADI

Nrp. 2110 030 085

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

Hendro Nurhadi Dipl.Ing, PhD.....(Pembimbing)



**SURABAYA
AGUSTUS, 2014**

KAJIAN UNJUK KERJA SISTEM Pengereman Depan DENGAN cakram dan BELAKANG DENGAN TROMOL PADA SEPEDA MOTOR GAS WISANGGENI

Nama Mahasiswa : Dimas Tofa Rachmadi
NRP : 2110 030 085
Jurusan : D III Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Hendro Nurhadi, Dipl.Ing., Ph.D

Abstrak

Sistem pengereman adalah suatu mekanisme yang dirancang untuk mengurangi kecepatan (memperlambat) dan menghentikan kendaraan, sistem ini berfungsi sangat penting pada kendaraan sebagai alat keselamatan dan menjamin kendaraan yang aman. Kerja rem dipengaruhi oleh jenis rem yang digunakan dan beban kendaraan termasuk beban roda depan dan belakang saat melaju di jalan raya.

Oleh karena itu pada tugas akhir ini akan dilakukan analisa rem tromol dan rem cakram pada sistem pengereman sepeda motor Honda Supra x 100cc yang bertujuan untuk mengetahui kemampuan pengereman dengan beban yang diberikan dari kapasitas yang dihasilkan oleh rem cakram dan rem tromol , agar dapat dilakukan analisa dan dapat mendesain ulang konstruksi rem tromol dan rem cakram sistem pengereman pada sepeda motor Honda Supra x 100cc. Yang nantinya akan dilakukan perhitungan menggunakan elemen mesin dan mekanika teknik pada rem cakram dan rem tromol, serta analisa tegangan dengan Ansys pada rem tromol dan rem cakram.

Dari hasil perhitungan gaya yang diperlukan rem cakram dan rem tromol sebelum diberi pembebanan adalah sebesar 47,016 kg/470,16 N dan 38,016 kg/ 380,16N sedangkan pada saat diberi

beban gaya yang diperlukan adalah sebesar 214,33 kg/ 2143,3 N untuk rem cakram dan untuk rem tromol sebesar 119,598 kg/1195,98 N. Sedangkan untuk hasil dari analisa menggunakan ansys diketahui equivalent stress maksimum yang terjadi sebesar 2.5891 Pa dan equivalent stress minimum 0.0009 Pa untuk rem cakram, sedangkan equivalent stress maksimum untuk rem tromol sebesar 1.9465 Pa serta equivalent stress 1.8645 Pa

Kata Kunci : Sistem Pengereman, Rem Cakram , Rem Tromol, Beban, Ansys.

THE WISANGGENI GAS ENGINE STUDY PERFORMANCE BRAKING SYSTEM WITH FRONT DISC AND WITH REAR DRUM

Student Name : Dimas Tofa Rachmadi
NRP : 2110 030 085
Major : D III Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor : Hendro Nurhadi, Dipl.Ing.,Ph.D

Abstract

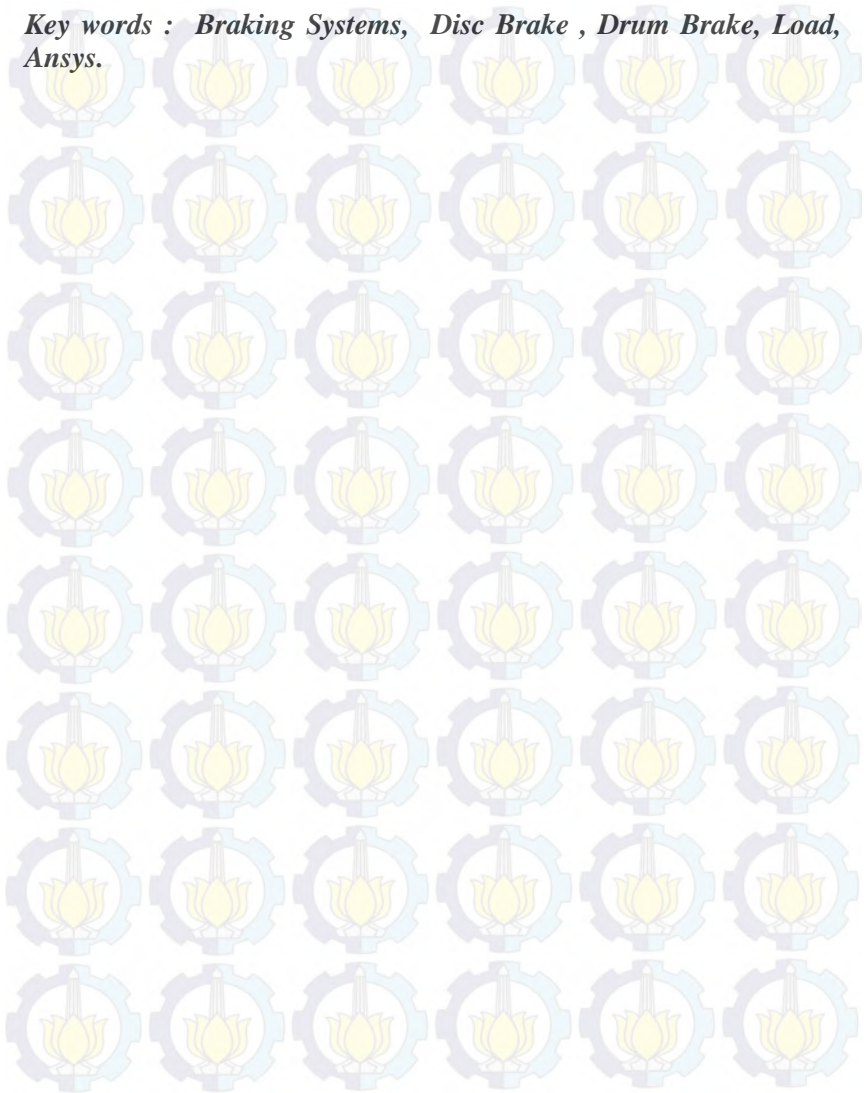
The braking system is a mechanism designed to reduce the speed (slow) and stop the vehicle, the system is a very important function in the vehicle as a means of ensuring vehicle safety and safe. Brake work is influenced by the type of brakes are used and the weight of the vehicle including the load front and rear wheels when driving on the highway.

Therefore, in this thesis will be analyzed drum brakes and disc brakes on motorcycle braking system Honda Supra x 100cc which aims to determine the braking capability with a given load capacity generated by disc brakes and drum brakes, to perform analysis and design to construction reset drum brakes and disc brakes braking systems on motorcycles Honda Supra x 100cc. Which will be calculated using the machine elements and mechanical engineering at the brake disc and drum brakes, and the brake drum ANSYS stress analysis and disc brakes.

From the calculation of the required force disc brake and drum brakes before loading is given at 47,016 kg / 470.16 N and 38,016 kg / 380,16N while the load when given the necessary force is equal to 214.33 kg / 2143.3 N for for disc brakes and drum brakes at 119,598 kg / 1195.98 N. As for the results of the analysis using ansys known equivalent maximum stress occurs at 2.5891 Pa and 0.0009 Pa equivalent minimum stress for disc brakes, while the maximum

equivalent stress for drum brakes at 1.9465 Pa and 1.8645 Pa equivalent stress

Key words : *Braking Systems, Disc Brake , Drum Brake, Load, Ansys.*



KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-NYA, sehingga penyusunan tugas Akhir yang berjudul :

“KAJIAN UNJUK KERJA SISTEM Pengereman Depan Dengan cakram dan Belakang Dengan Tromol Pada Sepeda Motor Gas Wisang Geni” dapat diselesaikan dengan baik.

Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di D3 Teknik Mesin. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Hendro Nurhadi Dipl.Ing.Pd selaku dosen pembimbing, yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini serta tak lupa juga kesabarannya yang sangat besar.
2. Orang tua tercinta Bapak Suroso dan Ibu Musthalifah serta keluarga besar yang selalu memberikan doa kesuksesan serta dukungan dalam bentuk apapun.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Kepala Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
4. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator Tugas Akhir.
5. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan banyak ilmu dan pengetahuan selama penulis menuntut ilmu di kampus ITS.

6. Sahabat-sahabat D3MITS, Bagus Pambudi (2010), Anandhika Trisetnya (2010), Mashuda (2010), Makhru Afif (2010), Muhammad Alawi (2010), Aria Triwisaka (2010), Achmad Maryono (2010), Erwan Aprianto (2010), Marsius Kristian Sinaga (2010), Faris Rahmat Romadhon (2010), Miftah Ilhami (2010), Amir Hamzah (2010), Arif Rakhman (2010), Janu Hadi Putra (2011) dan semua sahabat D3MITS yang lain.
7. Rengga Indra Bayu, Mas Annes, Wahyu Anggriawan, dan sahabat sepermainan maupun seperguruan serta teman seperjuangan yang lain.
8. Warung internet, Ibu Cak Lil, Perpustakaan ITS, warung fotocopy, warung print dan semua pihak yang telah memberikan bantuan, dukungan, motivasi dan doa kepada penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Program studi Sarjana Teknik Mesin FTI-ITS dan D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Surabaya, Agustus 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Sistem Rem.....	5
2.1.1 Rem Blok Tunggal.....	6
2.1.2 Rem Blok Ganda	12
2.1.3 Rem Pita	14
2.1.4 Rem Tromol.....	20
2.1.5 Rem Cakram	32
BAB III METODOLOGI	39
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	39
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	53
4.1 Analisa Rem Cakram dan Rem Tromol Dengan Tanpa Pembebanan(Beban Kosong)	53
4.1.1 Analisa Rem Cakram	53
4.1.2 Analisa Rem Tromol	56
4.2 Analisa Rem Cakram dan Rem Tromol Dengan Pembebanan(Berpenumpang)	60
4.2.1 Analisa Rem Cakram	60

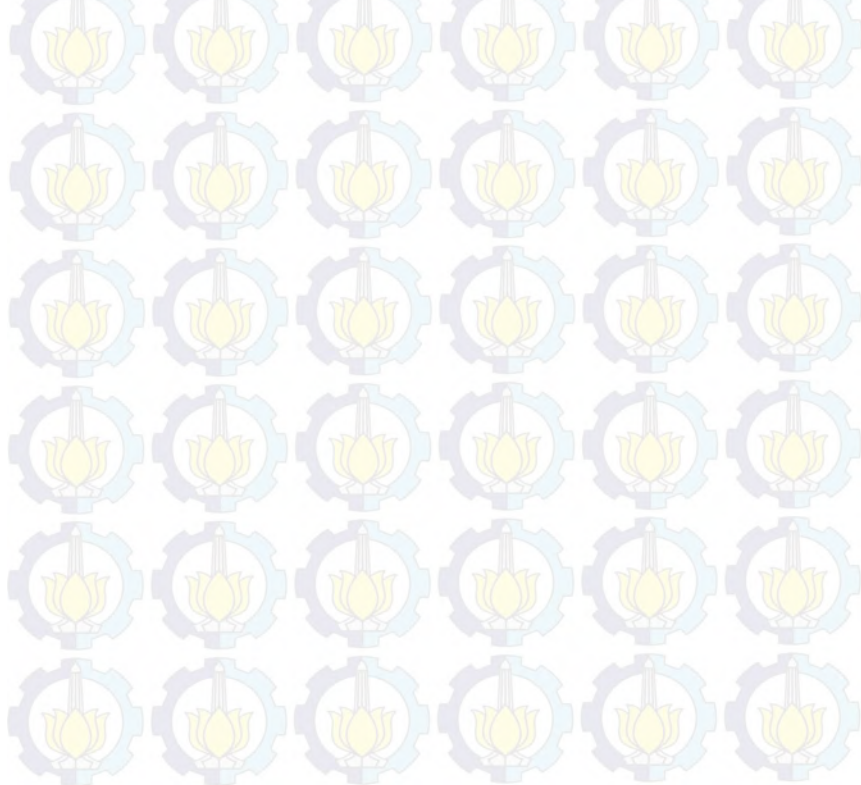
4.2.2 Analisa Rem Tromol.....	63
4.3AnalisaAnsys.....	67
4.3.1AnalisaPada Rem Cakram.....	67
4.3.2AnalisaPada Rem Tromol	70
BAB V PENUTUP.....	73
5.1 Kesimpulan.....	73
5.2 Saran	73

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Rem Blok Tunggal.....	6
Gambar 2.2	Macam – Macam Rem Blok Tunggal.....	7
Gambar 2.3	Rem Blok Ganda.....	12
Gambar 2.4	Notasi Untuk Rem Blok Ganda.....	13
Gambar 2.5	Rem Pita	15
Gambar 2.6	Konstruksi Rem Tromol.....	21
Gambar 2.7	Konstruksi Rem Tromol Beserta Kelengkapan	21
Gambar 2.8	Kondisi Rem Tromol Saat Pedal Tidak Ditekan	22
Gambar 2.9	Kondisi Rem Tromol Saat Pedal Ditekan.....	23
Gambar 2.10	Rem Tromol Tipe Single Leading Shoe	24
Gambar 2.11	Rem Tromol Tipe Two Leading Shoe	25
Gambar 2.12	Diagram Benda Bebas Sepeda Motor Dengan Beban Kosong	26
Gambar 2.13	Diagram Benda Bebas Sepeda Motor Dengan Beban Pengendara	27
Gambar 2.14	Gaya Pedal dan Tekanan Minyak Silinder Roda	29
Gambar 2.15	Faktor Efektifitas Rem Terhadap Koefisien Gesek Lapisan	30
Gambar 2.16	Titik Kunci Sinkron	31
Gambar 2.17	Konstruksi Rem Cakram	32
Gambar 2.18	Cara Kerja Rem Cakram.....	34
Gambar 2.19	Notasi Untuk Rem Cakram.....	36
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian.....	39
Gambar 3.2	Diagram Alir Perhitungan.....	43
Gambar 3.3	Desain Review Sistem Rem Tromol.....	44
Gambar 3.4	Desain Review Sistem Rem Cakram.....	44
Gambar 3.5	Diagram Alir Simulasi.....	46
Gambar 3.6	Pemilihan Simulasi Untuk Static Structural	47
Gambar 3.7a	Kanvas Rem Tromol Pada Proses Mashing Ansys ...	48
Gambar 3.7b	Piringan Cakram Pada Proses Mashing Ansys	49
Gambar 3.8a	Kanvas Rem Tromol Dengan fixed Support Dan yang menerima Gaya	49
Gambar 3.8b	Piringan Dengan fixed Support Dan yang menerima Gaya.....	50

Gambar 3.9	Tampilan Hasil Simulasi Untuk Maximum Stress.....	50
Gambar 4.1	Hasil Meshing Piringan Rem Cakram	67
Gambar 4.2	Data Hasil Ukuran Meshing	68
Gambar 4.3	Boundary Condition Piringan Rem Cakram.....	68
Gambar 4.4	Equivalent Stress Piringan Rem Cakram.....	69
Gambar 4.5	Total Deformation Piringan Rem Cakram.....	69
Gambar 4.6	Hasil Meshing Kanvas Rem Tromol	70
Gambar 4.7	Data Hasil Ukuran Meshing	70
Gambar 4.8	Boundary Condition Kanvas Rem Tromol	71
Gambar 4.9	Equivalent Stress Piringan Rem Cakram.....	71
Gambar 4.10	Total Deformation Kanvas Rem Tromol	72



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Koefisien Gesek dan Tekanan Rem.....	11
Tabel 2.2 Tebal dan Lebar Rem	18
Tabel 2.3 Efisiensi Kelingan (Diameter Paku Keling 10 – 30 mm), Tebal Plat (mm)	20
Tabel 4.1 Hasil Simulasi Ansys Untuk Equivalent Stress.....	72
Tabel 4.2 Hasil Simulasi Ansys Untuk Total Deformation.....	72

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Perkembangan teknologi otomotif saat ini menuntut industri manufaktur kendaraan untuk berinovasi dan berimprovisasi dalam memproduksi jenis kendaraan yang tidak hanya nyaman dan efisien tapi juga harus ada jaminan keamanan berkendara dalam segala kondisi baik normal maupun sifatnya tiba-tiba seperti ditabrak oleh kendaraan lain di jalan raya. Salah satu faktor yang menentukan kenyamanan dan jaminan keselamatan suatu kendaraan adalah kepakaman fungsi sistem pengereman.

Sistem pengereman adalah suatu mekanisme yang dirancang untuk mengurangi kecepatan (memperlambat) dan menghentikan kendaraan, sistem ini berfungsi sangat penting pada kendaraan sebagai alat keselamatan dan menjamin kendaraan yang aman. Kerja rem dipengaruhi oleh jenis rem yang digunakan dan beban kendaraan termasuk beban roda depan dan belakang saat melaju di jalan raya.

Oleh karena itu pada tugas akhir ini akan dilakukan analisa rem tromol dan rem cakram pada sistem pengereman sepeda motor Honda Supra x 100cc yang bertujuan untuk mengetahui kemampuan pengereman dengan beban yang diberikan dari kapasitas yang dihasilkan oleh rem cakram dan rem tromol , agar dapat dilakukan analisa dan dapat mendesain ulang sistem pengereman pada sepeda motor Honda Supra x 100cc. Yang nantinya akan dilakukan perhitungan menggunakan elemen mesin dan mekanika teknik pada sistem pengereman, serta analisa tegangan dengan Ansys pada rem tromol dan rem cakram. Dari data perhitungan dan analisa Ansys didapat kesimpulan hasil perhitungan dan analisa rem tromol dan rem cakram pada sepeda motor Honda Supra x 100cc dengan rem tromol dan rem cakram rancangan.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian singkat dari latar belakang diatas, maka dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

- Bagaimana merancang sistem pengereman pada sepeda motor dengan menggunakan perhitungan elemen mesin dan mekanika teknik pada rem cakram dan rem tromol
- Apakah dengan kapasitas yang dihasilkan dari rem tromol dan rem cakram mampu memenuhi pengereman dengan pembebanan yang diberikan pada sepeda motor.
- Mengetahui tegangan yang terjadi pada rem cakram dan rem tromol

1.3. Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- Dapat merancang rem cakram dan rem tromol pada sistem pengereman
- Untuk mengetahui kemampuan pengereman dari kapasitas yang dihasilkan dengan pembebanan yang diberikan
- Untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada rem cakram dan rem tromol

1.4. Batasan Masalah

Agar analisa yang dilakukan menjadi lebih terarah tanpa mengurangi maksud dan tujuannya, maka ditentukan batasan permasalahan sebagai berikut :

- Perhitungan dilakukan secara manual dimensi rem tromol dan cakram
- Hanya menganalisa rem cakram dan rem tromol pada sepeda motor Honda Supra x 100cc
- Kondisi sepeda motor tidak baru, keluaran pada tahun 2004

1.5. Manfaat

Manfaat yang diharapkan dari hasil penelitian ini adalah :

- Mendapatkan hasil analisa dan perhitungan yang tepat, sehingga dari hasil tersebut dapat dijadikan sebagai bahan pertimbangan dalam pengembangan sistem pengereman sepeda motor di industri otomotif
- Hasil analisa dapat digunakan untuk pengembangan dalam perencanaan rem cakram dan rem tromol pada sistem pengereman sepeda motor
- Hasil yang diperoleh dari penelitian ini dapat membantu masyarakat dalam mengetahui dan menganalisis prinsip kerja sistem pengereman pada sepeda motor

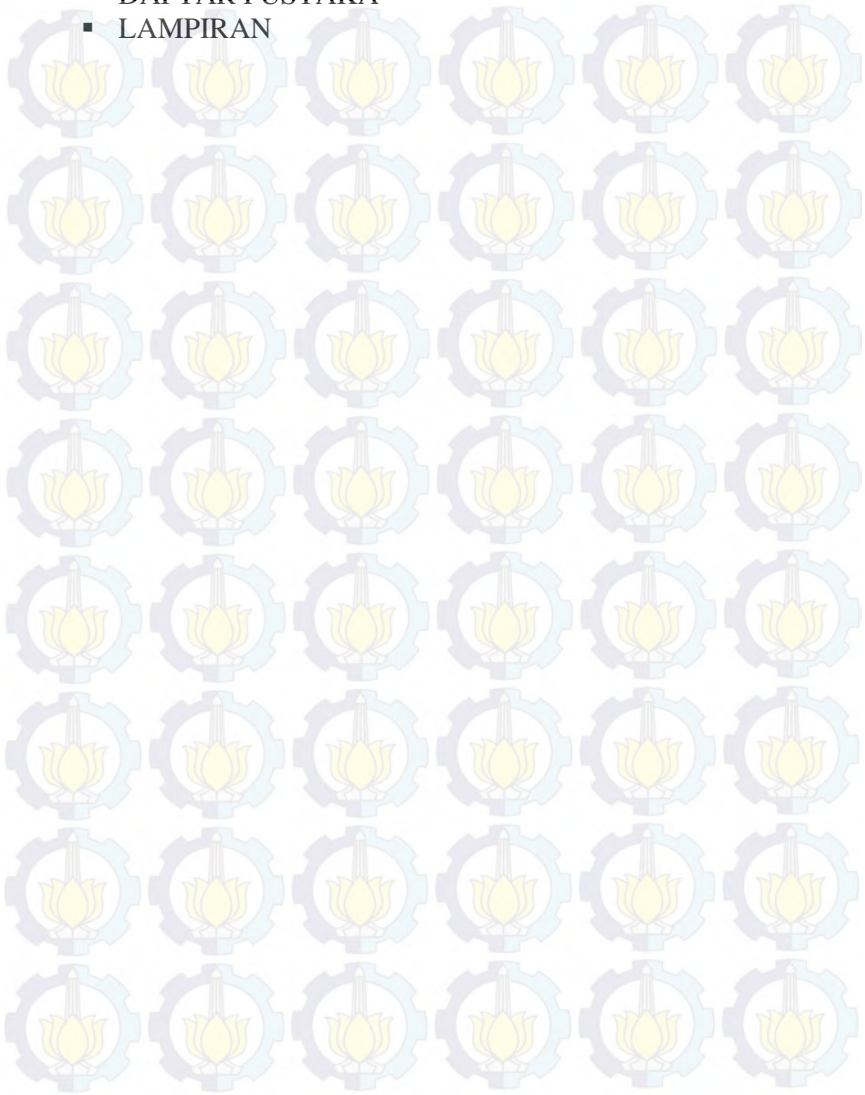
1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

- **BAB I PENDAHULUAN**
Pada bagian ini diuraikan latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian dan sistematika penulisan.
- **BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI**
Pada bagian ini diuraikan beberapa landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya.
- **BAB III METODE PENELITIAN**
Pada bagian ini akan diuraikan metode penelitian, spesifikasi peralatan yang akan dipakai dalam pengujian, cara pengujian, dan data yang diambil.
- **BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN**
Dalam bab ini dibahas tentang perhitungan dan analisis dari data yang didapat dari hasil penelitian.
- **BAB V PENUTUP**

Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil penelitian serta saran-saran konstruktif untuk penelitian selanjutnya.

- DAFTAR PUSTAKA
- LAMPIRAN



BAB II

DASAR TEORI

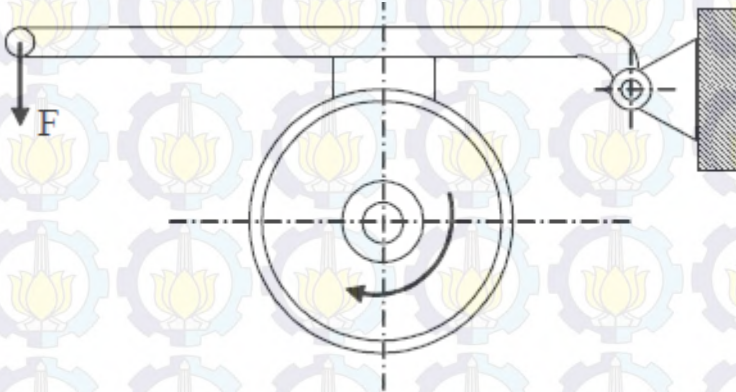
2.1 Sistem Rem

Sistem rem dalam suatu kendaraan sepeda motor termasuk sistem yang sangat penting karena berkaitan dengan faktor keselamatan berkendara. Sistem rem berfungsi untuk memperlambat dan atau menghentikan sepeda motor dengan cara mengubah energi kinetik/gerak dari kendaraan tersebut menjadi energi panas. Perubahan energi tersebut diperoleh dari gesekan antara komponen bergerak yang dipasangkan pada roda sepeda motor dengan suatu bahan yang dirancang khusus tahan terhadap gesekan. Gesekan (*friction*) merupakan faktor utama dalam pengereman. Oleh karena itu komponen yang dibuat untuk sistem rem harus mempunyai sifat bahan yang tidak hanya menghasilkan jumlah gesekan yang besar, tetapi juga harus tahan terhadap gesekan dan tidak menghasilkan panas yang dapat menyebabkan bahan tersebut meleleh atau berubah bentuk. Bahan-bahan yang tahan terhadap gesekan tersebut biasanya merupakan gabungan dari beberapa bahan yang disatukan dengan melakukan perlakuan tertentu. Sejumlah bahan tersebut antara lain; tembaga, kuningan, timah, grafit, karbon, *kevlar*, resin/damar, fiber dan bahan-bahan aditif/tambahan lainnya.

Terdapat beberapa jenis sistem rem yang digunakan yaitu: Rem blok tunggal, rem blok ganda, rem pita, rem tromol (*drum brake*), dan rem cakram/piringan (*disc brake*). Sedangkan cara pengoperasian sistem rem-nya terbagi menjadi dua, yaitu; secara mekanik dan secara hidrolik. Dari jenis rem diatas sistem rem yang menggunakan sistem hidrolik hanya rem cakram, sedangkan yang sistem rem selain rem cakram menggunakan sistem mekanik. Dan pada kendaraan bermotor sendiri kebanyakan sistem rem yang digunakan adalah rem tromol dan rem cakram.

2.1.1 Rem Blok Tunggal

Rem blok yang paling sederhana terdiri dari satu blok rem yang ditekan terhadap drum rem, seperti yang terlihat pada gambar 2.1. Biasanya pada blok rem tersebut pada permukaan geseknya dipasang lapisan rem atau bahan gesek yang dapat diganti bila aus.



Gambar 2.1 Rem blok tunggal

Dalam gambar 2.2(a), jika gaya tekan blok terhadap drum adalah Q (kg), koefisien gesek adalah μ , dan gaya gesek yang ditimbulkan pada rem adalah f (kg), maka;

$$f = \mu Q$$

(Sumber : Sularso & Suga K,1997)

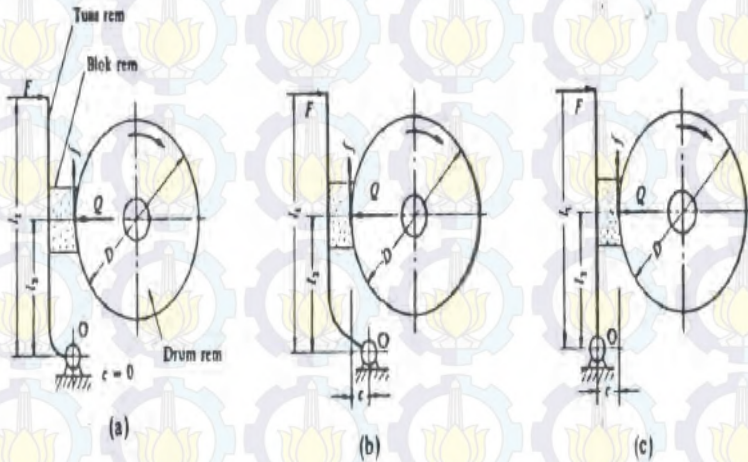
Momen T yang diserap oleh drum rem adalah;

$$T = f.(D/2) \text{ atau } T = \mu Q.(D/2)$$

Jika panjang tuas rem adalah l_1 , jarak engsel tuas sampai garis kerja Q adalah l_2 , dan gaya yang diberikan kepada tuas adalah F , dan jika garis kerja gaya f melalui engsel tuas, maka dari keseimbangan momen;

$$Ql_2 - Fl_1 = 0$$

$$F = Q \frac{l_2}{l_1} = \frac{fl_2}{\mu l_1}$$



Gambar 2.2 Macam - Macam Rem Blok Tunggal

Dalam hal pelayanan manual, besarnya gaya F kurang lebih 15 sampai 20 (kg). Gaya tekan pada blok rem dapat diperbesar dengan memperpanjang l_1 .

Suatu hal yang kurang menguntungkan pada rem blok tunggal adalah gaya tekan yang bekerja dalam satu arah saja pada drum,

sehingga pada poros timbul momen lentur serta gaya tambahan pada bantalan yang tidak dikendaki. Demikian pula, untuk untuk pelayanan manual jika diperlukan gaya pengereman yang besar, tuas perlu dibuat sangat panjang sehingga kurang ringkas. Karena alasan-alasan inilah maka blok rem tunggal tidak banyak dipakai pada mesin-mesin yang memerlukan momen pengereman yang besar.

Jika engsel tuas terletak diluar garis kerja gaya f , maka persamaan diatas menjadi agak berbeda. Dalam hal engsel digeser mendekati sumbu poros sejauh c seperti dalam gambar 2.2 (b), maka untuk putaran searah jarum jam, persamaan keseimbangan momen pada tuas berbentuk sebagai berikut;

$$Ql_2 - Fl_1 + fc = 0$$

$$F = \frac{(f/\mu)l_2 + fc}{l_1} = f \frac{l_2 + \mu c}{\mu l_1}$$

Untuk putaran berlawanan dengan jarum jam;

$$F = \frac{l_2 - \mu c}{\mu l_1}$$

Bila engsel menjauhi garis kerja gaya f dengan jarak c dalam arah menjauhi sumbu poros, maka untuk arah putaran sesuai dengan jarum jam,

$$F = f \frac{l_2 - \mu c}{\mu l_1}$$

Untuk putaran berlawanan dengan arah jarum jam,

$$F = f \frac{l_2 + \mu c}{\mu l_1}$$

Dari hasil-hasil diatas dapat dilihat bahwa untuk mendapatkan gaya pengereman yang sama, besarnya gaya F berbeda dan tergantung pada arah putaran. Perlu diketahui pula, bahwa untuk putaran searah jarum jam pada (gambar 2.2 (b)), bila rem bekerja, blok rem akan tertarik kearah drum, sehingga dapat terjadi gigitan secara tiba-tiba.

Dalam perencanaan rem, persyaratan terpenting yang harus dipenuhi adalah besarnya momen pengereman yang harus sesuai dengan yang diperlukan. Disamping itu, besarnya energi yang dirubah menjadi panas harus pula diperhatikan, terutama dalam hal hubungannya dengan bahan yang akan dipakai. Pemanasan yang berlebihan bukan hanya akan merusak bahan lapisan rem, tetapi juga akan menurunkan koefisien gesekannya.

Jika gaya tekan rem persatuan luas adalah p (kg/mm²) dan kecepatan keliling drum rem adalah v (m/s), maka kerja gesekan per satuan luas permukaan gesek per satuan waktu, dapat dinyatakan dengan $\mu p v$ (kg.m/(mm².s)). Besaran ini disebut kapasitas rem. Bila suatu rem terus-menerus bekerja, jumlah panas yang timbul pada setiap 1 (mm²) permukaan gesek tiap detik adalah sebanding dengan besarnya $\mu p v$. Dalam satuan panas, besaran tersebut dapat ditulis sebagai $\mu p v / 860$ Cal/(mm².s)). Bila besarnya $\mu p v$ pada suatu rem lebih kecil dari pada harga batasnya, maka pemancaran panas akan berlangsung dengan mudah, dan sebaliknya akan terjadi bila harga tersebut melebihi batas, yang dapat mengakibatkan rusaknya permukaan gesek.

Harga batas yang tepat dari $\mu p v$ tergantung pada macam dan konstruksi rem serta bahan lapisannya. Namun demikian, pada umumnya kondisi kerja juga mempunyai pengaruh sebagai berikut :

- 0,1 [kg.m/(mm².s)] atau kurang, untuk pemakaian jarang dengan pendinginan radiasi biasa
- 0,06 [kg.m/(mm².s)] atau kurang, untuk pemakaian terus menerus
- 0,3 [kg.m/(mm².s)] atau kurang, jika radiasi panas sangat baik.

Drum rem biasanya dibuat dari besi cor atau baja cor. Blok rem merupakan bagian yang penting. Dahulu biasanya dipakai besi cor, baja liat, perunggu, kuningan, tenunan asbes, pasta asbes, serat kulit, dan lain-lain untuk bahan gesek, tetapi akhir-akhir ini banyak dikembangkan bahan gesek dari damar, serbuk logam dan keramik. Bahan yang menggunakan tenunan atau tenunan istimewa terdiri dari tenunan asbes sebagai kerangka, dengan plastik cair atau minyak kering yang diserapkan sebagai perekat, dan dikeraskan dengan cetak panas atau permukaan panas. Damar cetak dan setengah logam umumnya hanya berbeda dalam hal kadar serbuk logamnya. Keduanya dibuat dengan mencampurkan serat pendek dari asbes, plastik serbuk, dan bahan tambahan berbentuk serbuk kemudian dibentuk. Cara ini mempunyai keuntungan karena bentuk dapat diubah sesuai keperluan. Bahan gesek logam, logam-keramik, dan keramik tidak mengandung asbes sama sekali. Cara membuatnya adalah dengan mengepres dan membentuk satu macam atau lebih serbuk logam atau serbuk keramik, dan mengeraskannya pada temperatur di bawah titik cair bahan yang bersangkutan.

Bahan rem harus memenuhi persyaratan keamanan, ketahanan, dan dapat mengerem dengan halus. Di samping itu juga harus mempunyai koefisien gesek yang tinggi, keausan kecil, kuat, tidak melukai permukaan drum, dan dapat menyerap getaran.

Daerah tekanan yang diizinkan p_a (kg/mm_2) untuk bahan-bahan yang bersangkutan diperlihatkan dalam tabel dibawah ini.

Tabel 2.1 Koefisien Gesek dan Tekanan Rem

Bahan drum	Bahan gesek	Koefisien Gesek(μ)	Tekanan permukaan P_a (kg/mm^2)	Keterangan
Besi cor, Baja cor, Besi cor khusus	Besi cor	0,10-0,20	0,09-0,17	Kering
		0,08-0,12		Dilumasi
	Perunggu	0,10-0,20	0,05-0,08	Kering-dilumasi
	Kayu	0,10-0,35	0,02-0,03	Dilumasi
	Temunan	0,35-0,60	0,007-0,07	Kapas, asbes
	Cetakan (pasta)	0,30-0,60	0,003-0,18	Damar, asbes Setengah logam
	Paduan sinter	0,20-0,50	0,003-0,10	Logam

Sudut kontak (α) dapat diambil di antara 50 sampai 70 derajat. Jika diameter drum adalah D (mm), maka;

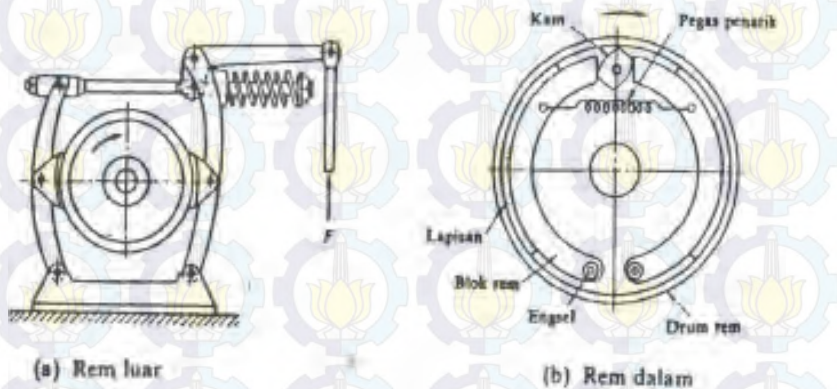
$$h \approx D \sin (\alpha / 2)$$

Pada rem dengan sudut (α) besar, tekanan sebuah balok pada permukaan drum tak dapat terbagi secara merata. Namun demikian

harga p dapat diambil sebagai harga rata-rata untuk sementara. Dari tekanan kontak rencana yang diberikan p_d , ditentukan ukuran rem, dan kemudian dihitung tekanan kontak yang sesungguhnya.

2.1.2 Rem Blok Ganda

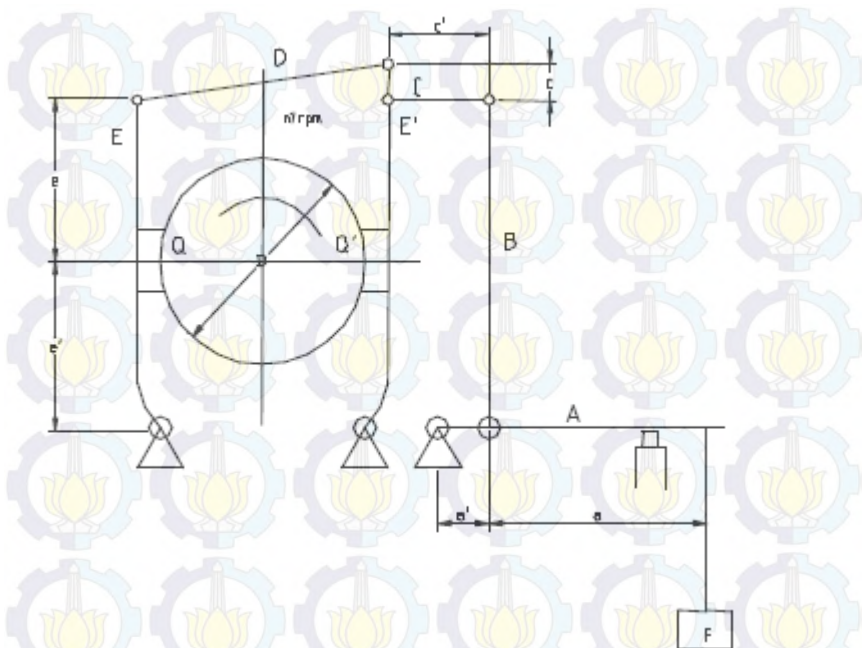
Rem blok ganda memakai dua blok rem yang menekan drum dari dua arah yang berlawanan, baik dari daerah dalam, maupun dari luar drum. Rem dengan blok yang menekan dari luar dipergunakan untuk mesin-mesin industri dan kereta rel yang pada umumnya digerakkan secara pneumatik, sedangkan yang menekan dari dalam dipakai pada kendaraan jalan raya yang digerakkan secara hidrolik (gambar 2.3).



Gambar 2.3 Rem blok ganda

Karena dipakai dua blok rem, maka momen T yang diserap oleh rem dapat dinyatakan dengan rumus-rumus dibawah ini, dengan catatan bahwa besarnya gaya rem dari dua blok harus sama atau hampir sama. Dalam gambar 2.4, jika masing-masing gaya rem

adalah f dan f' , dan gaya pada tuas adalah Q dan Q' , maka;



Gambar 2.4 Notasi untuk rem blok ganda

$$f \approx f'; Q = Q'$$

(Sumber : Sularso & Suga K,1997)

$$T = f \times (D/2) + f' \times (D/2) \approx fD$$

Atau :

$$T = \mu Q(D/2) + \mu Q'(D/2) \approx \mu QD$$

Jadi, dibandingkan dengan persamaan diatas, besarnya momen T adalah dua kali lipat. Dalam gambar 2.4, tuas A ditumpu oleh piston B dari silinder pneumatik.

Jika udara tekan di ruang B dibuang ke atmosfer, A akan jatuh karena pemberat F. dengan demikian B akan tertarik ke bawah dan memutar tuas C (disebut engkol bel). Gerakan ini akan menarik D dan E ke kanan, dan E ke kiri.

Di sini dianggap bahwa gaya Q yang dikenakan dari drum pada E adalah sama dengan gaya Q' pada E'. Q dapat dihitung dengan perbandingan tuas sebagai berikut.

$$Q = F \times \frac{a+a'}{a} \times \frac{c}{c'} \times \frac{e+e'}{e}$$

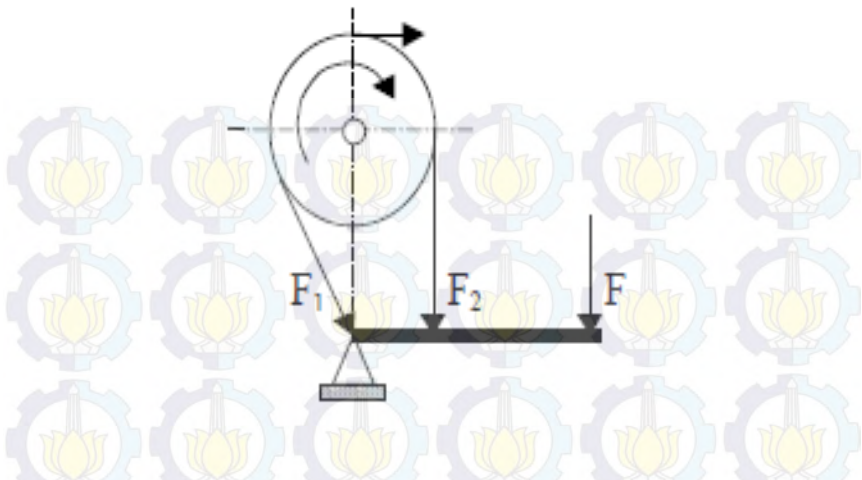
Momen rem T (kg.mm) dapat diperoleh dari rumus diatas dan daya rem P_B (kW) dapat dihitung dari putaran drum rem n₁ (rpm)

$$P_B = \frac{T n_1}{9,74 \times 10^{10}}$$

Perhitungan kapasitas rem dan blok rem adalah sama seperti pada rem blok tunggal. Karena sederhananya perhitungan ini, maka di sini tidak akan dibuat diagram aliran.

2.1.3 Rem Pita

Rem pita pada dasarnya terdiri dari sebuah pita baja yang disebelah dalamnya dilapisi dengan bahan gesek, drum rem, dan tuas, seperti diperlihatkan pada gambar 2.5. Gaya rem akan timbul bila pita diikatkan pada drum dengan gaya tarik pada kedua ujung pita tersebut. Jika gaya tarik pada kedua ujung pita adalah F₁ dan F₂ (kg), maka besarnya gaya gesek adalah sama dengan (F₁ - F₂).



Gambar 2.5 Rem Pita

Jika D_R (m) adalah diameter drum, maka besarnya momen rem adalah

$$T = (F_1 - F_2) D_R / 2 \text{ (kg)}$$

(Sumber : Sularso & Suga K,1997)

Perbandingan antara kedua gaya tarik pada ujung pita adalah

$$F_1 / F_2 = e^{\mu\theta}$$

dimana $e = 2,718$ (bilangan dasar logaritma natural), dan μ adalah koefisien gesek, dan θ sudut kontak (rad).

Selanjutnya,

$$F_1 = b_R t \sigma_a$$

$$F_1 \leq b_R (D / 2) P_a$$

dimana; b_R = lebar rem pita (mm)

Pa = tekanan permukaan yang diizinkan pada bahan gesek (kg/mm^2)

σ_a = kekuatan tarik rem pita (kg/mm^2)

t = tebal plat pita rem (mm)

Salah satu atau kedua ujung pita diikatkan pada tuas.

Dalam hal rem pita tunggal seperti diperlihatkan dalam gambar, besarnya gaya yang dikenakan pada ujung tuas dapat dinyatakan dengan rumus berikut ini.

$$F = (b / a)F_2$$

Jika celah antara drum rem dan lapisan rem adalah δ (mm), maka ujung F_2 harus membuat langkah sebesar

$$\left(\frac{D_R}{2} + \delta\right)\theta - \frac{D_R}{2}\theta = \delta\theta$$

untuk dapat mengikatkan pita pada drum. Untuk membuat langkah ini, ujung tuas harus digerakkan sebesar

$$\Delta s = \delta \cdot \theta \cdot (a / b)$$

Pada rem diferensial, persamaan kesetimbangan momen adalah

$$F \cdot a - F_2 \cdot c + F_1 \cdot b = 0$$

$$F = \frac{F_2 c - F_1 b}{a}$$

Dalam persamaan di atas, jika $F_2 c = F_1 b$ maka $F = 0$. Karena itu, sekalipun tidak ada gaya yang dikenakan, rem dapat bekerja sendiri menghentikan putaran. Juga dalam hal $F_2 c < F_1 b$ dimana rem dapat mengunci sendiri, pengereman harus dilakukan dengan hati-hati.

Rem pita mempunyai beberapa keuntungan seperti luas permukaan lapisan dapat dibuat besar, pembuatannya mudah, pemasangan tidak sukar, dan gaya rem yang besar dalam keadaan berhenti. Karena pita dapat putus, maka dalam penggunaannya diperlukan ketelitian. Rem pita banyak dipakai pada derek. Untuk derek, standar gaya rem dan sebagainya. Terdapat dalam JIS A8001, yang mencakup :

1. Kapasitas rem tidak boleh kurang dari 150 % kapasitas angkat.
2. Untuk rem dengan pedal kaki, gaya pedal tidak boleh lebih dari 30 kg, dan langkah pedal tidak lebih dari 300 mm.
3. Untuk rem tangan, besarnya gaya tarik tangan tidak boleh lebih dari 20 kg dan langkah tuas tidak lebih dari 600 mm.

Rem sebuah derek dimaksud untuk menghentikan putaran drum penggulung kabel dan mencegah beban turun sendiri.

Jika beban angkat derek adalah W (kg), putaran drum n_D (rpm), diameter drum D (mm), efisiensi mekanis η (besarnya kurang lebih antara 0,75 sampai 0,85), dan diameter drum yang dikoreksi (terhadap jumlah lapis lilitan kabel pada drum) D' (m), maka daya angkat P (kW) adalah :

Untuk penggeraknya, diambil motor standar dengan daya nominal dekat di atas daya angkat tersebut. Jika kapasitasnya adalah P_M (kW), maka momen yang diberikan kepada drum adalah

$$T = 974 \times (P_M / n_D)$$

Pada diameter drum rem D_R (m), maka kecepatan kelilingnya, v_R (m/s) adalah

$$v_R = \pi D_R \cdot n_D / 60$$

Tarikan efektif rem pada kabel F_e (kg) adalah

$$F_e = T / (D_R / 2)$$

Gaya rem F_N (kg) menurut standar adalah

$$F_N = W (D / D_R) \times 1.5$$

Gaya tarik F_1 (kg) pada sisi tarik pita dan gaya tarik F_2 (kg) pada sisi lain adalah

$$Fe = F_1 - F_2 ; F_1 / F_2 = e^{\mu\theta}$$

Maka

$$F_1 = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} F_e$$

$$F_2 = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} F_e$$

Lebar rem untuk derek kecil diperlihatkan dalam tabel 2.2. Untuk drum rem dengan diameter yang lebih besar terdapat lebar rem sampai 150 (mm), atau pita dapat dililitkan dua kali.

Tabel 2.2 Tebal dan lebar rem

Diameter Drum D (mm)	Lebar drum B (mm)	Lebar rem b (mm)	Tebal rem T (mm)
250	50	40	2
300	60	50	3
350	70	60	3
400	80	70	4
450	100	80	4
500	120	100	5

Tekanan maksimum p_{\max} (kg/mm^2), tekanan rem minimum p_{\min} (kg/mm^2), dan tekanan rem rata-rata p_m (kg/mm^2) dapat ditentukan dari rumus-rumus berikut ini :

$$P_{\max} = F1 / (D_R b_R / 2)$$

$$P_{\min} = F2 / (D_R b_R / 2)$$

$$P_m = (P_{\max} + P_{\min}) / 2$$

Jika hasil-hasil diatas cukup memuaskan, selanjutnya rencanakan pita dan kelingan. Pilihlah bahan-bahan dan masing-masing kekuatan tariknya. Sebagai faktor keamanan, ambillah dasar 75(%) dari batas kelelahan atau batas mulur ($\sigma_B \times 0,45$) untuk tegangan tarik, dan 40 (%) dari ($\sigma_B \times 0,45$) untuk tegangan geser. Besarnya faktor keamanan adalah $1/(0,45 \times 0,75) \approx 3$ dan $1/(0,45 \times 0,4) \approx 5,6$. Tetapkan faktor keamanan terakhir dengan mengalikan harga diatas dengan 1,2 sampai 2,0 sesuai dengan kondisi masing-masing.

Setelah tegangan tarik yang diizinkan τ_a (kg/mm^2) dari pita dan tegangan geser yang diizinkan dari paku keling τ'_a (kg/mm^2) ditentukan, tetapkan diameter dan susunan paku keling sedemikian rupa sehingga tidak terlalu banyak mengurangi luas penampang efektif pita. Dalam hal ini perlu diperhatikan bahwa lubang paku sedikit lebih besar dari pada diameter paku. Jika d_p adalah diameter paku (mm) dan z adalah jumlah paku, maka:

$$F_l = \tau'_a (\pi/4) d_p^2 z$$

Karena gaya tidak selalu dapat dikenakan pada z paku keling secara merata, maka perlu diperhitungkan efisiensi sambungan keling η_p .

Tabel 2.3 Efisiensi kelingan (diameter paku keling 10 – 30 mm), tebal plat (mm).

Macam kelingan		Efisiensi (%)
Sambungan Tumpang	1-baris paku	34-60
	2-baris paku (selang seling, sejajar)	53-75
	3-baris paku	66-82

di mana d'_p adalah diameter lubang paku (mm). Dari persamaan diatas, tebal plat t (mm) dapat dihitung. Tebal plat ini terletak antara 2 sampai 4 (mm); jika kurang tebal, dapat dipakai dua plat yang ditumpuk.

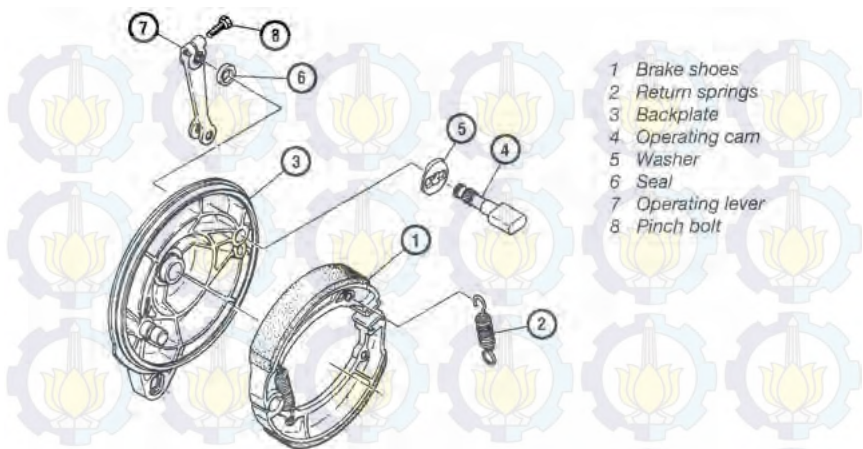
Untuk pita dapat dipakai bahan dari baja konstruksi umum yang luwes (SS41) atau baja pegas (SUP). Dalam hal ini tebal plat juga terletak antara 2 sampai 4 (mm). Untuk paku, dipakai baja rol untuk paku (SV).

Perhitungan yang sama dapat juga dilakukan untuk sisi F_2 .

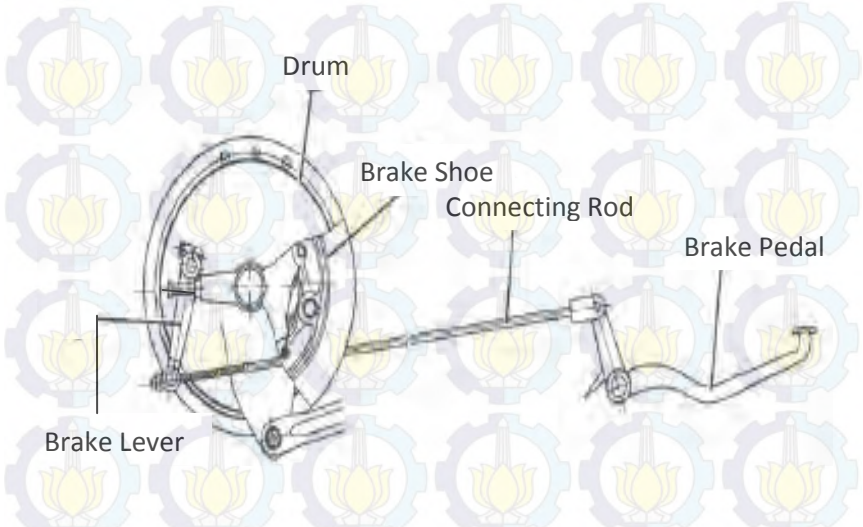
2.1.4 Rem Tromol

Rem tromol merupakan sistem rem yang telah menjadi metode pengereman standar yang digunakan sepeda motor kapasitas kecil pada beberapa tahun belakangan ini. Alasannya adalah karena rem tromol sederhana dan murah. Konstruksi rem tromol umumnya terdiri dari komponen-komponen seperti: sepatu rem (*brake shoe*), tromol (*drum*), pegas pengembali (*return springs*), tuas penggerak (*lever*),udukan rem tromol (*backplate*), dan cam/nok penggerak. Cara pengoperasian rem tromol pada umumnya secara mekanik yang terdiri dari: pedal rem (*brake pedal*) dan batang (rod) penggerak.

Konstruksi dan cara kerja rem tromol seperti terlihat pada gambar di bawah ini:

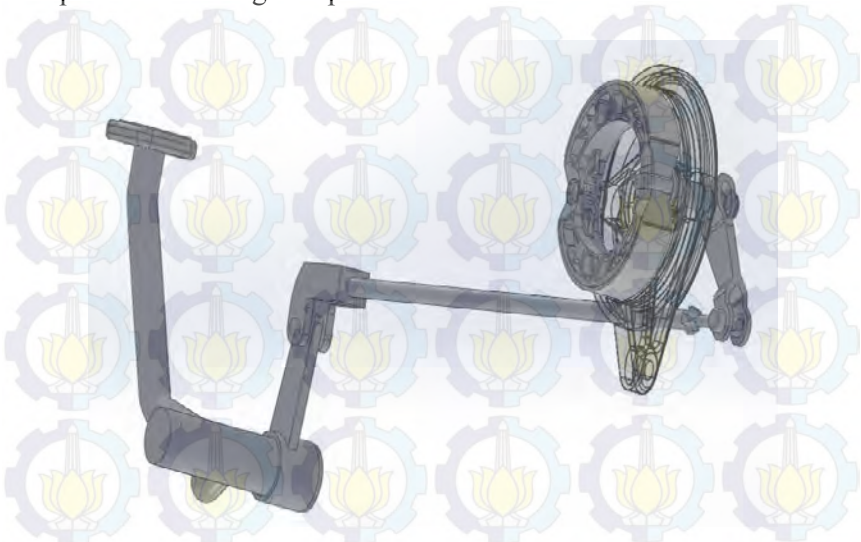


Gambar 2.6 Konstruksi rem tromol



Gambar 2.7 Konstruksi rem tromol beserta kelengkapannya

Pada saat kabel atau batang penghubung (tidak ditarik), sepatu rem dan tromol tidak saling kontak (gambar 2.8). Tromol rem berputar bebas mengikuti putaran roda.



Gambar 2.8 Kondisi rem tromol saat pedal tidak ditekan

Tetapi saat kabel rem atau batang penghubung ditarik(gambar 2.9), lengan rem atau tuas rem memutar cam/nok pada sepatu rem sehingga sepatu rem menjadi mengembang dan kanvas rem (pirodo)nya bergesekan dengan tromol. Akibatnya putaran tromol dapat ditahan atau dihentikan, dan ini juga berarti menahan atau menghentikan putaran roda.



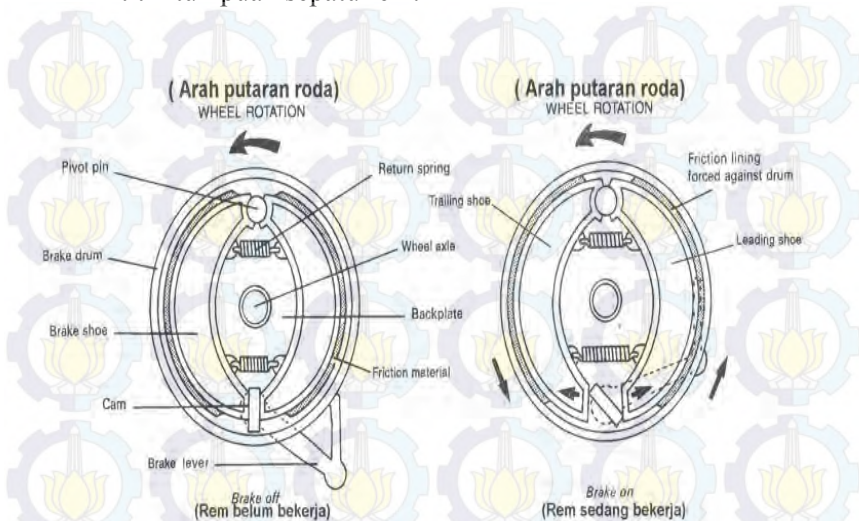
Gambar 2.9 Kondisi rem tromol saat pedal ditekan

Rem tromol terbuat dari besi tuang dan digabung dengan hub saat rem digunakan sehingga panas gesekan akan timbul dan gaya gesek dari brake lining dikurangi. Drum brake mempunyai sepatu rem (dengan lining) yang berputar berlawanan dengan putaran drum (wheel hub) untuk mengerem roda dengan gesekan. Pada sistem ini terjadi gesekan gesekan sepatu rem dengan tromol yang akan memberikan hasil energy panas sehingga bisa menghentikan putaran tromol tersebut. Rem jenis tromol disebut “*internal expansion lining brake*”. Permukaan luar dari hub tersedia dengan sirip-sirip pendingin yang terbuat dari aluminium-alloy (paduan aluminium) yang mempunyai daya penyalur panas yang sangat baik. Bagian dalam tromol akan tetap terjaga bebas dari air dan debu karena tromol mempunyai alur untuk menahan air dan debu yang masuk dengan cara mengalirkannya lewat alur dan keluar dari lubang aliran.

Berdasarkan cara pengoperasian sepatu rem, sistem rem tipe tromol pada sepeda motor diklasifikasikan menjadi dua, yaitu:

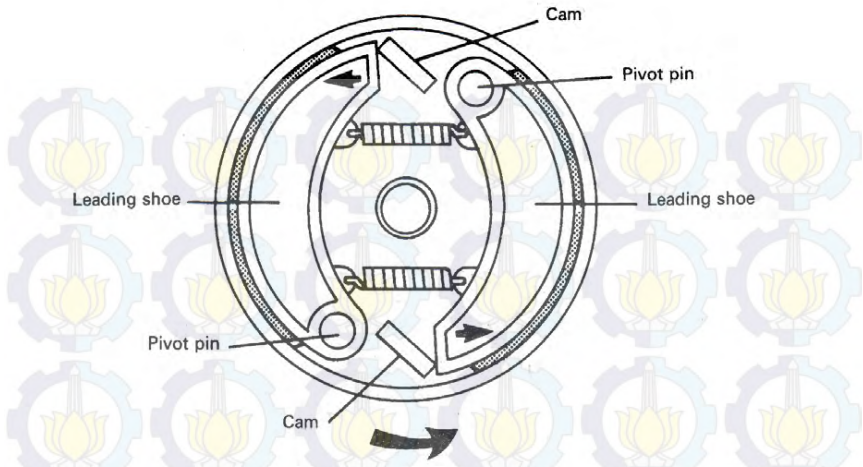
1. Rem tromol tipe *single leading shoe* merupakan rem paling sederhana yang hanya mempunyai sebuah cam/nok

penggerak untuk menggerakkan dua buah sepatu rem. Pada ujung sepatu rem lainnya dipasang *pivot pin* (pasak) sebagai titik tumpuan sepatu rem.



Gambar 2.10 Rem tromol tipe single leading shoe

2. Rem tromol tipe two leading shoe dapat menghasilkan gaya pengereman kira-kira satu setengah kali *single leading shoe*. Terutama digunakan sebagai rem depan, tetapi baru-baru ini digantikan oleh disk brake (rem cakram). Rem tipe ini mempunyai dua cam/nok dan ditempatkan di masing-masing ujung dari *leading shoe* dan *trailing shoe*. Cam tersebut bergerak secara bersamaan ketika rem digunakan melalui batang penghubung yang bisa distel. Setiap sepatu rem mempunyai titik tumpuan tersendiri (*pivot*) untuk menggerakkan cam.



Gambar 2.11 Rem tromol tipe two leading shoe

Persamaan yang digunakan untuk rem tromol

Dalam keadaan darurat, pengereman dilakukan dengan perlambatan sebesar

$$\alpha' = eg \text{ (m/s}^2\text{) dimana } e = 0,5 - 0,8, g = 9,8 \text{ (m/s}^2\text{).}$$

(Sumber : Sularso & Suga K,1997)

Misalkan beban roda depan dalam keadaan jalan biasa adalah W_D (kg), beban roda belakang W_B (kg), jarak sumbu roda depan dan belakang L (mm), dan tinggi titik berat h (mm).

Jika pengereman dilakukan dalam keadaan darurat, gaya inersia sebesar $W(\alpha'/g)$ akan timbul pada titik berat. Jika titik singgung antara roda belakang dengan permukaan jalan diambil sebagai engsel, maka pertambahan gaya reaksi yang timbul pada roda depan adalah

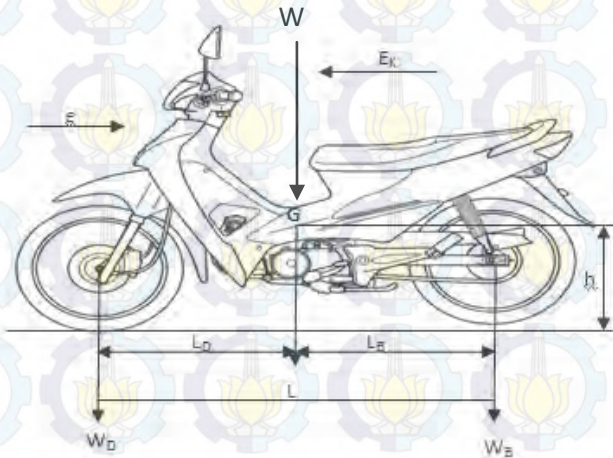
$$W_D L = W x e x h ; W_D = W x e x h / L$$

Dengan demikian, beban dinamis roda depan W_{dD} adalah

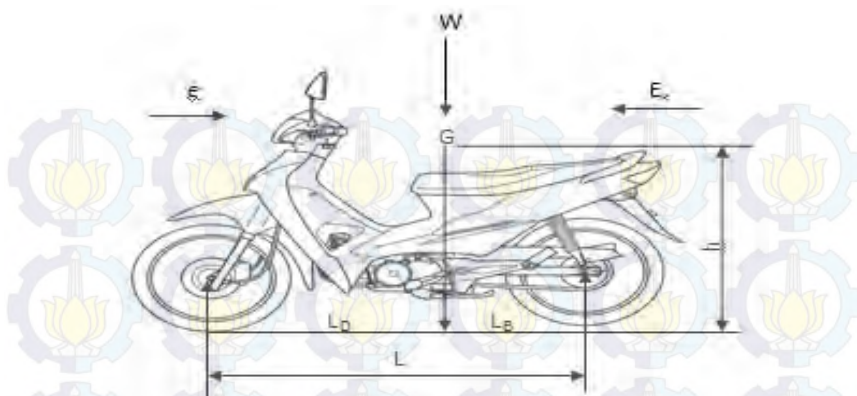
$$W_{dD} = W_D + W x e x (h/L)$$

Jika titik singgung roda depan dengan jalanan diambil sebagai engsel, maka pengurangan gaya reaksi pada roda belakang adalah

$$W_{dB} = W - W x e x (h/L)$$



Gambar 2.12 Diagram benda bebas sepeda motor dengan beban kosong



Gambar 2.13 Diagram benda bebas sepeda motor dengan beban pengendara

Perlambatan α' yang terjadi pada massa mobil (W/g) adalah disebabkan oleh gaya gesek μW , sehingga menurut hukum Newton ke dua

$$\mu W = (W/g)\alpha'$$

$$\mu = (\alpha'/g) = e \cdot L_B$$

Gaya rem B_{ID} (kg) yang diperlukan roda depan pada diameter luarnya adalah

$$B_{ID} = e(W_D + W x e x \frac{h}{L})$$

Gaya rem B_{IB} (kg) yang diperlukan untuk roda belakang pada diameter luar roda adalah

$$B_{IB} = e(WB - W x e x \frac{h}{L})$$

Di sini, jika diameter piston silinder hidrolik adalah d_wD dan d_wB (mm), maka luas penampangnya adalah A_{wD} dan A_{wB} (cm²), di mana

$$A_{wD} = (\pi/4)d_{wD}^2/100$$

$$A_{wB} = (\pi/4)d_{wB}^2/100$$

Jika tekanan minyak adalah p_w (kg/cm²), gaya tekan $A_{wD} \times p_w$ dan $A_{wB} \times p_w$ (kg) akan dikenakan pada masing-masing roda depan dan roda belakang. Harga yang diperoleh dengan membagi momen rem T (kg·mm) dengan hasil perkalian antara gaya tekan P (kg) yang dikenakan pada ujung-ujung sepatu dan jari-jari drum (mm) disebut faktor efektifitas rem, yang dinyatakan dengan (FER)_D dan (FER)_B, berturut-turut untuk roda depan dan roda belakang.

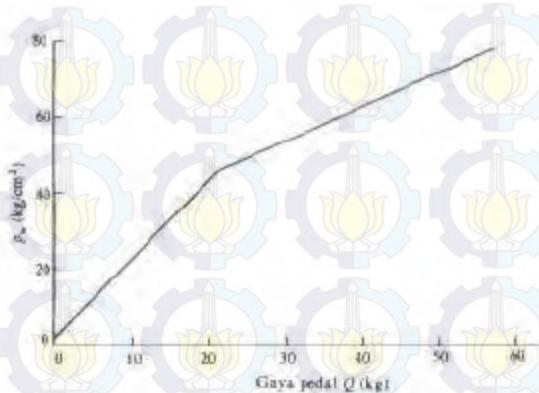
Tekanan kontak pada lapisan rem tergantung pada letaknya, yaitu

$$P_l = p_{lmax} \cos (\theta_{lmax} - \theta_l)$$

Di mana p_l adalah tekanan kontak pada letak θ_l dari sumbu Y, p_{lmax} adalah tekanan kontak maksimum, dan θ_{lmax} adalah sudut untuk tekanan kontak maksimum.

Tekanan minyak di dalam silinder diperbesar atau diperkecil oleh gaya injakan pada pedal rem yang menggerakkan piston silinder master rem, baik secara langsung atau dengan penguat gaya. Pada pengereman dalam keadaan darurat, untuk mencegah kenaikan gaya rem yang terlalu melonjak, maka kenaikan tekanan minyak yang di timbulkan oleh injakan pedal rem dengan gaya lebih dari 15-22 (kg) dibuat lebih lunak dari pada injakan di bawah 15-22 (kg). Gambar 2.14 menunjukkan suatu contoh pelunakan gaya tersebut. Dalam hal demikian, perbandingan gaya rem tetap sama. Namun demikian, pada konstruksi baru, untuk menjaga agar pada waktu pengereman tidak terjadi slip antara telapak ban dan permukaan jalan, maka pengurangan kenaikan tekanan minyak di atas gaya pedal tertentu

seperti di kemukakan di atas hanya di lakukan pada roda belakang saja, sehingga dalam hal ini, perbandingan gaya rem sedikit berubah.



Gambar 2.14 Gaya pedal dan tekanan minyak silinder roda

Untuk gaya rem yang diperlukan, gaya rem yang sebenarnya B_{dD} dan B_{dB} dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut ini:

$$B_{dD} = 2(FER)_D \cdot p_w \cdot A_{wD} \cdot \frac{r_D}{R}$$

Dan

$$B_{dB} = 2(FER)_B \cdot p_w \cdot A_{wB} \cdot \frac{r_B}{R}$$

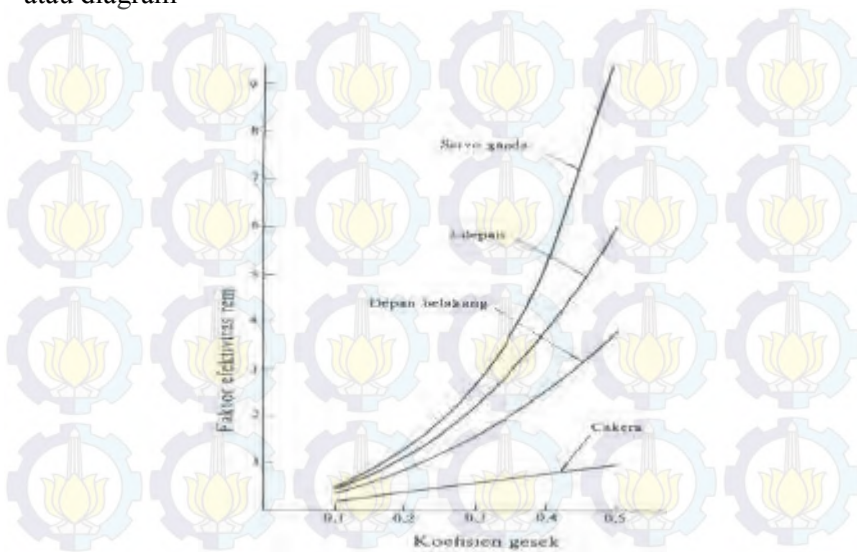
$$B_{dD} + B_{dB} = eW$$

Dengan harga e tersebut jarak antara rem pada kecepatan $V = 50$ (km/h) atau $= 13,9$ (m/s) dapat diperoleh dengan :

$$S = \frac{v^2}{2eg}$$

Faktor efektivitas rem tergantung pada macam dan ukuran drum rem. Koefisien gesek juga merupakan salah satu factor penting, dimana hubungannya dengan (FER) diperlihatkan dalam Gambar

2.15 Harga ini adalah harga kasar, dan untuk memperoleh harga yang teliti harus dihitung dari ukuran yang sesungguhnya dengan rumus atau diagram



Gambar 2.15 Faktor efektifitas rem terhadap koefisien gesek lapisan

Selanjutnya, perbandingan distribusi gaya rem (BD) adalah

$$(BD)_D = \frac{B_{dD}}{B_{dD} + B_{dB}} ; (BD)_B = \frac{B_{dB}}{B_{dD} + B_{dB}}$$

Gaya rem yang sebenarnya dikenakan pada roda depan dan belakang adalah

$$B_{dD} = W \cdot e \cdot (BD)_D ; B_{dB} = W \cdot e \cdot (BD)_B$$

Titik di mana $B_{ID} = B_{dD}$ dan $B_{IB} = B_{dB}$ disebut titik kunci sinkron (Gambar 2.16). Jika pada titik e ini dinyatakan dengan e_s maka

$$e_s (W_D + W \cdot es \cdot \frac{h}{L}) = es \cdot W \cdot (BD)_D$$

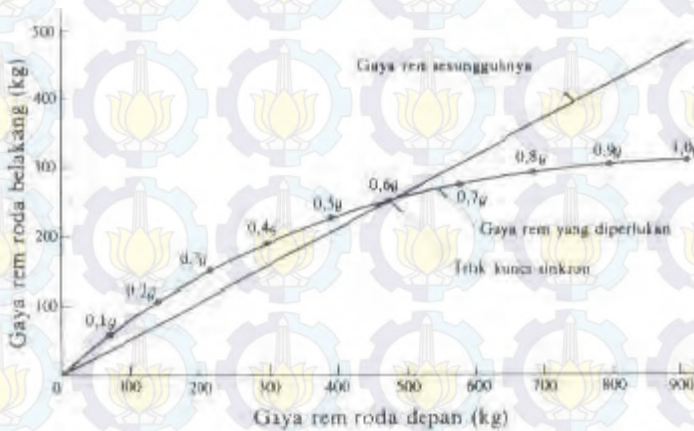
$$es = \frac{(BD)_D - (W_D/W)}{h/L}$$

Harga es ini biasanya diambil sebesar 0,5 sampai 0,7

Energi kinetis total dari mobil yang mempunyai kecepatan v adalah

$$E_k = (W/2g)v^2$$

Jika waktu rem adalah $te = v / a$ (s) dan luas bidang lapisan adalah A_{LD} dan A_{LB} (mm²), besarnya kapasitas energy dari lapisan (yaitu energy kinetis per satuan luas lapisan dan satuan waktu, yang berkaitan dengan μv seperti di uraikan di muka) K_{LD} dan K_{LB} [kg · m/(mm²s)] masing-masing untuk roda depan dan roda belakang dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut



Gambar 2.16 Titik kunci sinkron

$$K_{LD} = \frac{E_k(BD)_D}{2A_{LD} \times t_e}$$

$$K_{LB} = \frac{E_k(BD)_B}{2A_{LB} \times t_e}$$

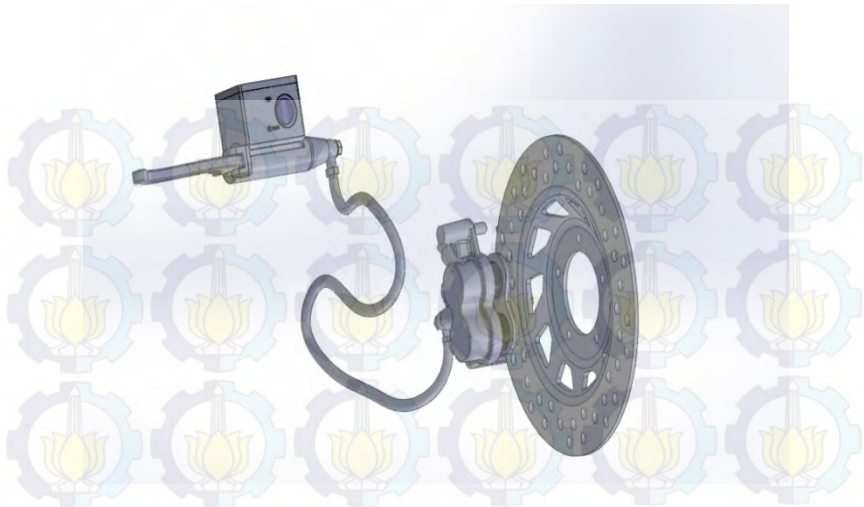
Harga-harga K_{LD} dan K_{LB} diusahakan dapat ditekan sampai sebesar $0,18[\text{kg} \cdot \text{m}/(\text{mm}^2\text{s})]$ atau kurang untuk rem drum, dan untuk rem cakram yang sangat baik radiasinya sampai $0,65 [\text{kg} \cdot \text{m}/(\text{mm}^2\text{s})]$ atau kurang. Perhitungan disini didasarkan pada kecepatan kendaraan sebagai berikut :

Mobil penumpang	100 (km/h) = 27,8 (m/s)
Truk kecil	80 (km/h) = 22,8 (m/s)
Truk besar	60 (km/h) = 16,7 (m/s)

serta perlambatan sebesar 0,6 g

2.1.5 Rem Cakram

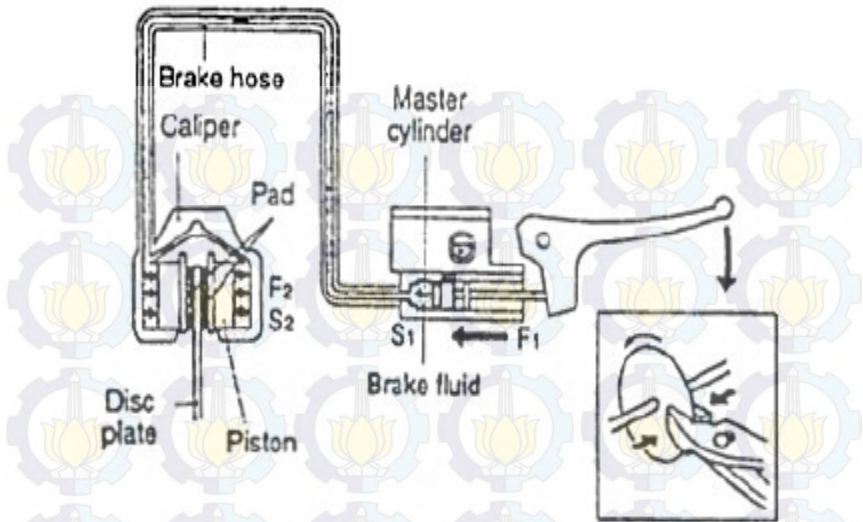
Rem cakram terdiri atas sebuah cakram dari baja yang dijepit oleh lapisan rem dari kedua sisinya pada waktu pengereman (gambar 2.17). Rem ini mempunyai sifat-sifat yang baik seperti mudah dikendalikan, pengereman yang stabil, radiasi panas yang baik.



Gambar 2.17 Konstruksi rem cakram

Rem cakram dioperasikan secara mekanis dengan memakai kabel baja dan batang/tangkai secara hidrolis dengan memakai tekanan cairan. Pada rem cakram, putaran roda dikurangi atau dihentikan dengan cara penjepitan cakram (*disc*) oleh dua bilah sepatu rem (*brake pads*). Rem cakram mempunyai sebuah plat disc (plat piringan) yang terbuat dari stainless steel (baja) yang akan berputar bersamaan dengan roda. Pada saat rem digunakan plat disc tercekam dengan gaya bantalan piston yang bekerja secara hidrolis.

Menurut mekanisme penggerakannya, rem cakram dibedakan menjadi dua tipe, yaitu rem cakram mekanis dan rem cakram hidrolis. Pada umumnya yang digunakan adalah rem cakram hidrolis.



Gambar 2.18 Cara kerja rem cakram

Pada rem cakram tipe hidrolis sebagai pemindah gerak handel menjadi gerak pad, maka digunakanlah minyak rem. Ketika handel rem ditarik, piston di dalam silinder master akan terdorong dan menekan minyak rem keluar silinder.

Melalui selang rem tekanan ini diteruskan oleh minyak rem untuk mendorong piston yang berada di dalam silinder caliper. Akibatnya piston pada caliper ini mendorong pad untuk mencengkram cakram, sehingga terjadilah aksi pengereman.

Saat tangkai rem atau pedal digerakkan, master silinder mengubah gaya yang digunakan kedalam tekanan cairan. Master silinder ini terdiri dari sebuah reservoir yang berisi cairan minyak rem dan sebuah silinder yang mana tekanan cair diperoleh. Reservoir biasanya dibuat dari plastik atau besi tuang atau aluminium alloy dan tergabung dengan silinder. Ujung dari pada master silinder di pasang tutup karet untuk memberikan seal yang baik dengan silindernya, dan pada ujung yang lain juga diberikan tutup karet untuk mencegah kebocoran cairan.

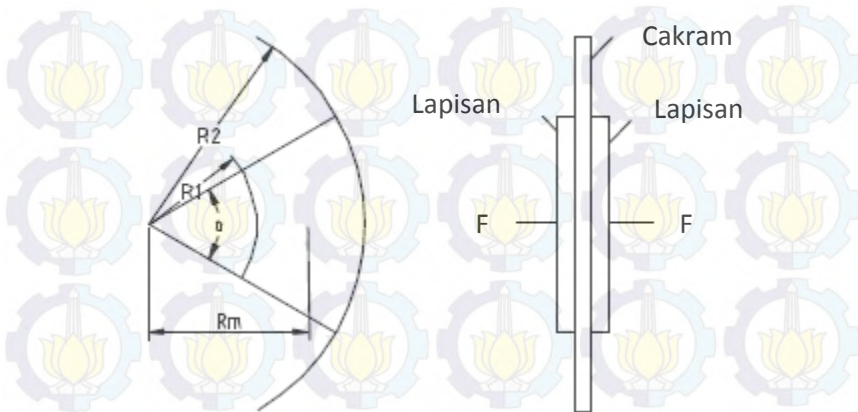
Saat tangki rem ditekan, piston mengatasi kembalinya spring dan bergerak lebih jauh. Tutup piston pada ujung piston menutup port kembali dan piston bergerak lebih jauh. Tekanan cairan dalam master silinder meningkat dan cairan akan memaksa caliper lewat hose dari rem (brake hose). Saat tangkai rem dilepaskan/dibebaskan, piston tertekan kembali ke reservoir lewat port kembali (lubang kembali).

Adapun keuntungan dari menggunakan rem cakram (Disk Brake) adalah sebagai berikut:

1. Panas akan hilang dengan cepat dan memiliki sedikit kecendrungan menghilang pada saat disk dibuka. Sehingga pengaruh rem yang stabil dapat terjamin.
2. Tidak akan ada kekuatan tersendiri seperti rem sepatu yang utama pada saat dua buah rem cakram digunakan, tidak akan ada perbedaan tenaga pengereman pada kedua sisi kanan dan kiri dari rem. Sehingga sepeda motor tidak mengalami kesulitan untuk tertarik kesatu sisi.
3. Sama jika rem harus memindahkan panas, Clearance antara rem dan bantalan akan sedikit berubah. Karena itu tangkai rem dan pedal dapat beroperasi dengan normal.
4. Jika rem basah, maka air tersebut akan akan dipercikkan keluar dengan gaya Sentrifugal.

Dari beberapa keuntungan di atas rem cakram terutama digunakan untuk rem depan. Karena pada saat rem digunakan sebagian besar beban dibebankan kebagian depan maka perlu menempatkan rem cakram pada rem depan. Baru-baru ini untuk meningkatkan tenaga pengereman digunakan double disc brake sistem (rem cakram untuk rem depan dan belakang).

Persamaan yang digunakan untuk rem cakram



Gambar 2.19 Notasi untuk rem cakram

Jika lambang-lambang seperti diperlihatkan pada gambar 2.19 dipakai, maka momen rem T_1 (kg.mm) dari suatu sisi cakram adalah

$$T = \mu F K_1 R_m$$

(Sumber : Sularso & Suga K, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

dimana μ adalah koefisien gesek lapisan, F (kg) adalah hasil perkalian antara luas piston atau selinder roda A_w (cm²) dan tekanan minyak p_w (kg/cm²), sedangkan K_1 dan R_m dihitung dari rumus berikut :

$$K_1 = \frac{2\phi}{3\sin(\phi/2)} \left[1 - \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \right]$$

$$R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Perhitungan ini dilakukan untuk membuat keausan lapisan yang seragam baik didekat poros maupun diluar, dengan jalan mengusahakan tekanan kontak yang merata. Jika $R_2 = 1,5 R_1$, maka

$$K1 = 1,021 \text{ untuk } \phi = 25^\circ$$

$$K1 = 1,04 \text{ untuk } \phi = 45^\circ$$

Satu cakram ditekan oleh gaya P (kg) x 2 dari kedua sisinya. Jika pusat tekanan ada di $K_1 R_m = r$, maka faktor efektifitas rem (FER) adalah

$$(FER) = 2T / Fr = 2\mu$$

Dalam hal otomobil, karena satu gandar mempunyai 2 roda dengan jari-jari R , gaya rem pada diameter luar roda adalah

$$B_d = 2(FER) P_w \cdot A_w \cdot \frac{r}{R}$$

Untuk menyeimbangi pembebanan pada rem cakram, blok rem diletakkan di antara kedua sisi cakram dan untuk mendinginkan cakram yang panas akibat gesekan saat pengereman, dibuat lubang-lubang kecil pada cakram dimana udara sebagai pendingin dapat mengalir melalui lubang tersebut.

Faktor efektifitas rem diberikan dalam Gambar 2.14. Dibandingkan dengan macam rem yang lain, rem cakram mempunyai harga FER terendah karena pemancaran panas yang sangat baik, sehingga banyak dipakai. Dalam gambar diagram 2.19 diberikan tata cara perhitungan FER yang disusun bersama – sama dengan rem drum.

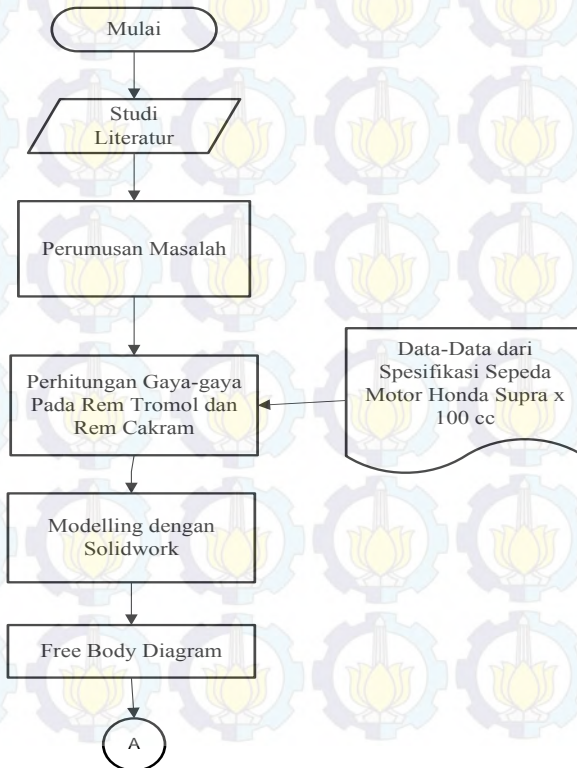


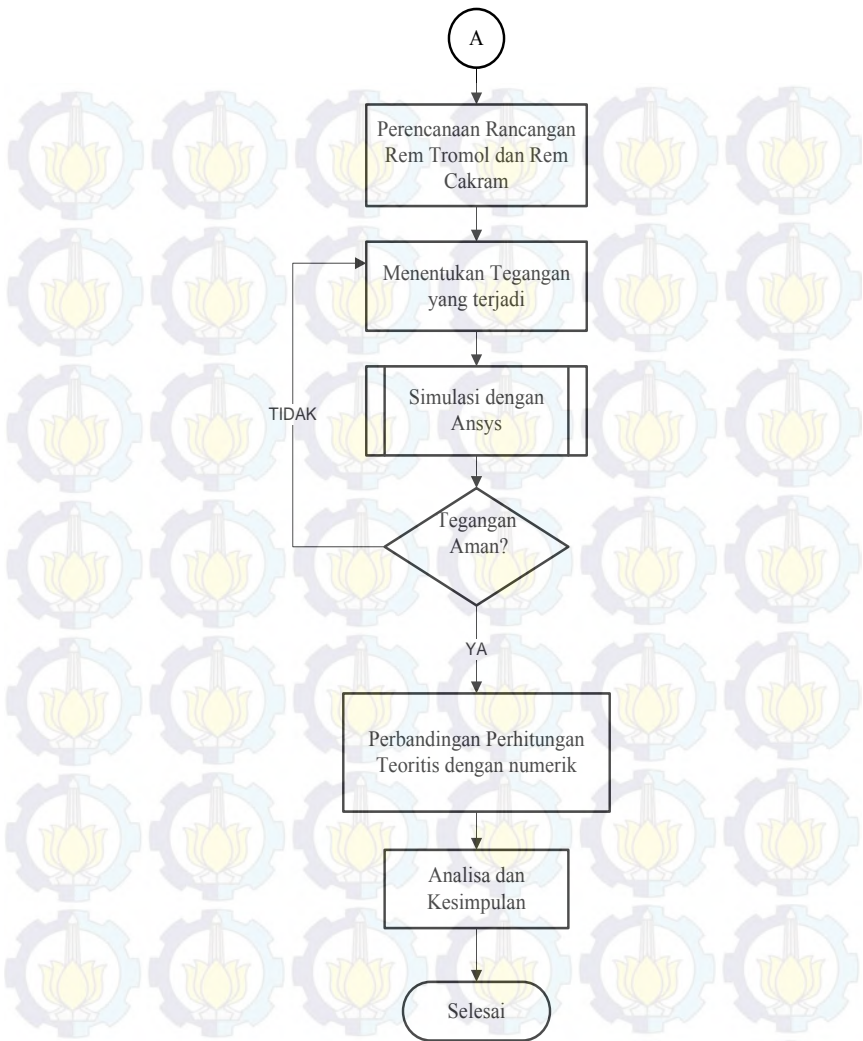
BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir dan Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam penelitian ini digunakan metode simulasi dan eksperimen yang dapat diuraikan seperti diagram alir berikut ini :





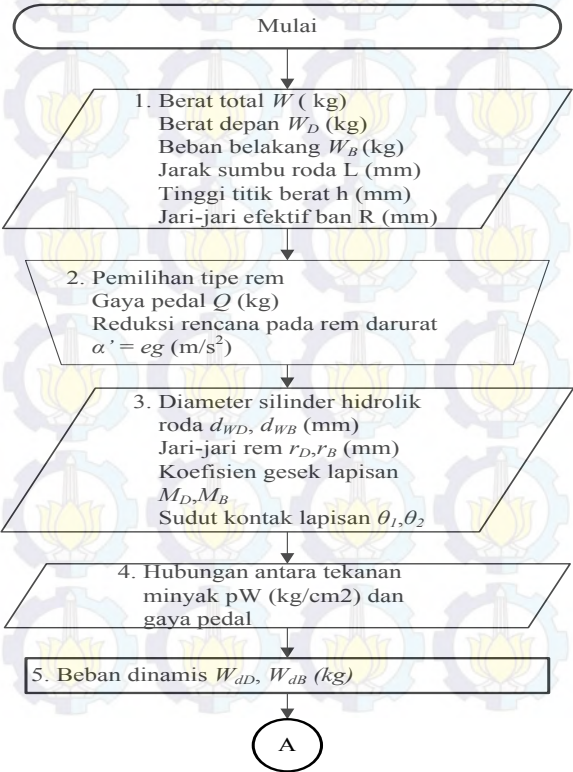
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

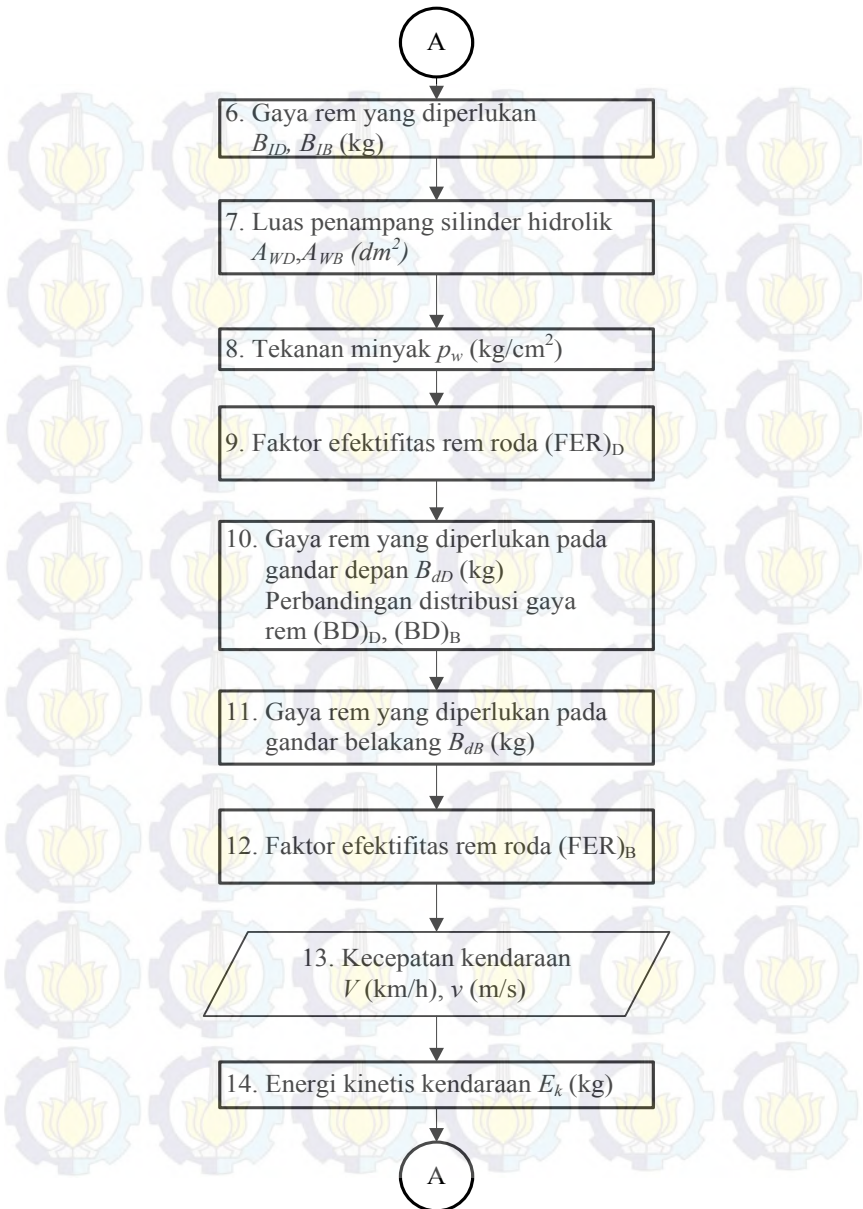
Studi Literatur, merupakan tahap awal yang dilakukan meliputi pengamatan jurnal – jurnal, buku mata kuliah yang bersangkutan, pencarian pustaka di internet. Sehingga mengerti

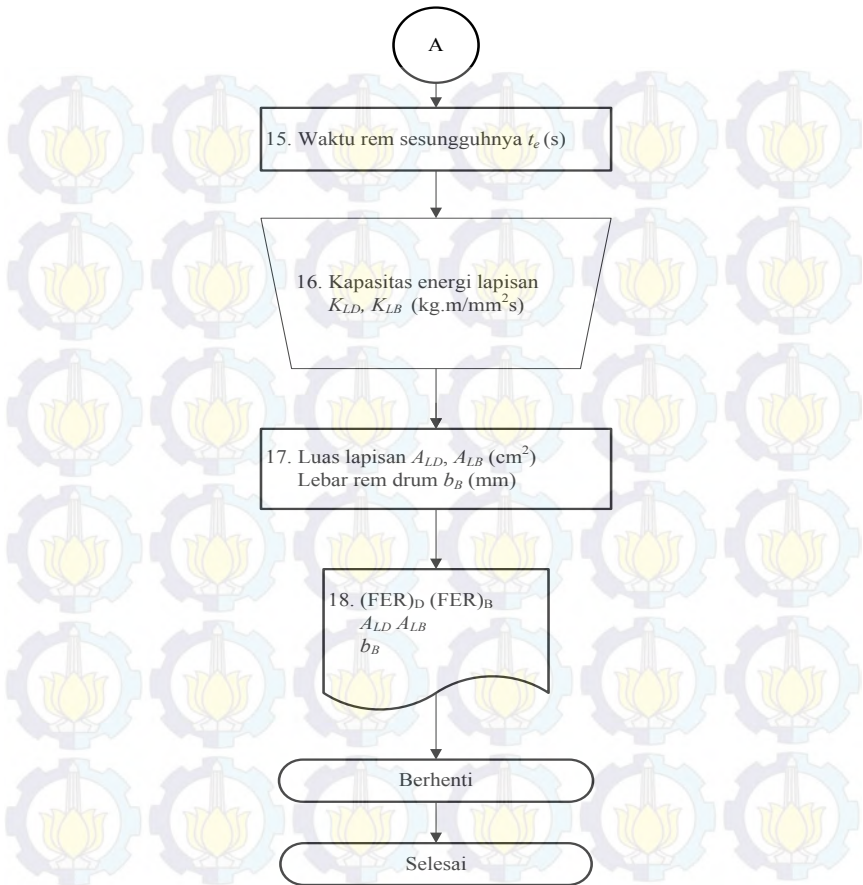
dan memperoleh pengertian tentang perkembangan teknologi terkini terkait tentang *Sistem Pengereman* pada sepeda motor.

Perumusan Masalah, merupakan perencanaan baru berkaitan dengan *Sistem Pengereman* yang bertujuan untuk mengumpulkan data – data parameter kinerja drive train yang ada saat ini, yang kemudian dilakukan analisa untuk dapat didesain ulang.

Perhitungan Gaya-gaya Pada Rem Tromol dan Rem Cakram, melakukan perhitungan gaya-gaya yang terjadi menggunakan perhitungan elemen mesin dengan menggunakan data – data parameter dari spesifikasi sepeda motor merek Honda Supra x 100 cc. Dibawah ini merupakan diagram alir dari perhitungan.

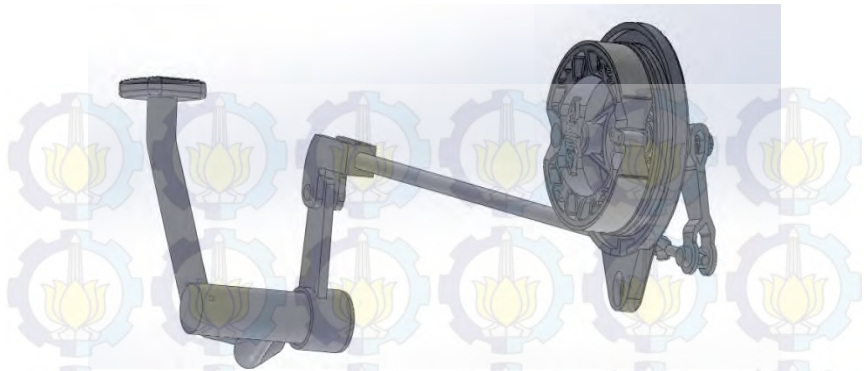






Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan

Modelling dengan Solidwork, mendesain ulang melalui solidwork bertujuan untuk mengetahui dimensi dan supaya dapat di analisa arah gaya - gaya yang terjadi pada rem tromol dan rem cakram.



Gambar 3.3 Desain Review Rem Tromol Honda Supra x 100 cc



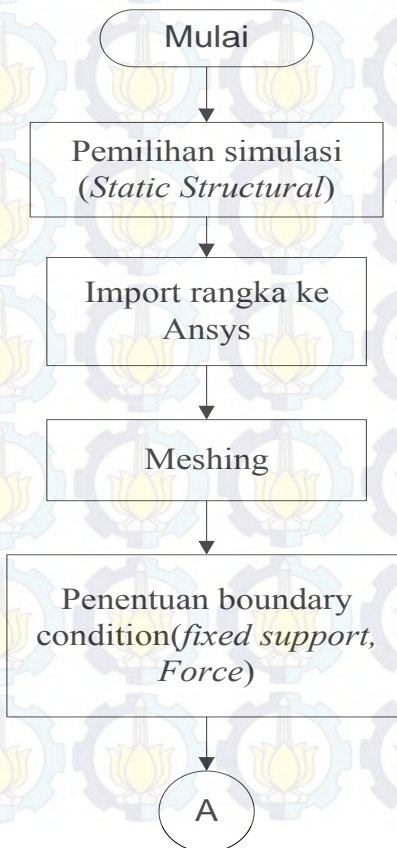
Gambar 3.4 Desain Review Rem Cakram Honda Supra x 100 cc

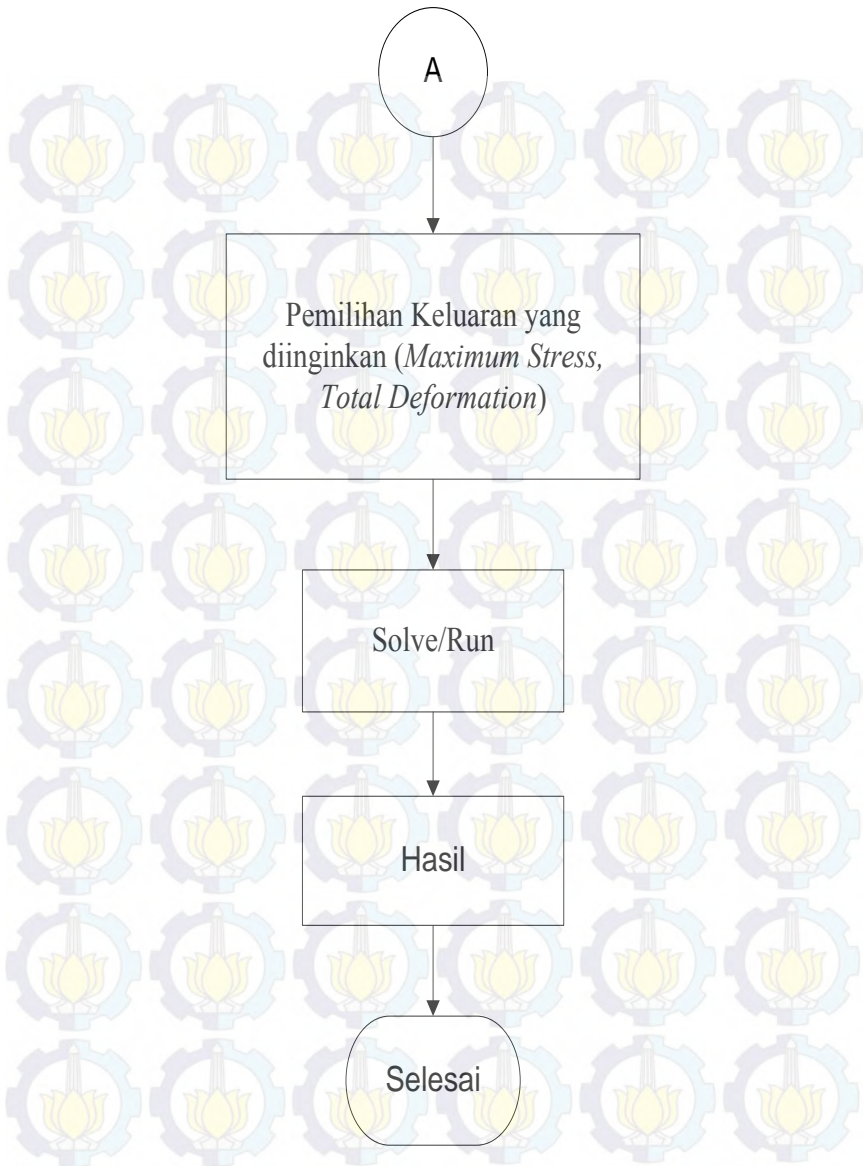
Free Body Diagram, memudahkan analisa gaya, karena dapat diketahui arah dan dimana saja ada gaya yang terjadi.

Perencanaan Rancangan Sistem Pengereman, melakukan perancangan pada rem cakram dan rem tromol dengan menggunakan hitungan elemen mesin.

Menentukan Tegangan Terjadi, hasil dari hitungan tegangan ini digunakan untuk melakukan analisa pada ansys.

Simulasi dengan Ansys, akan dijelaskan pada diagram alir dibawah ini :



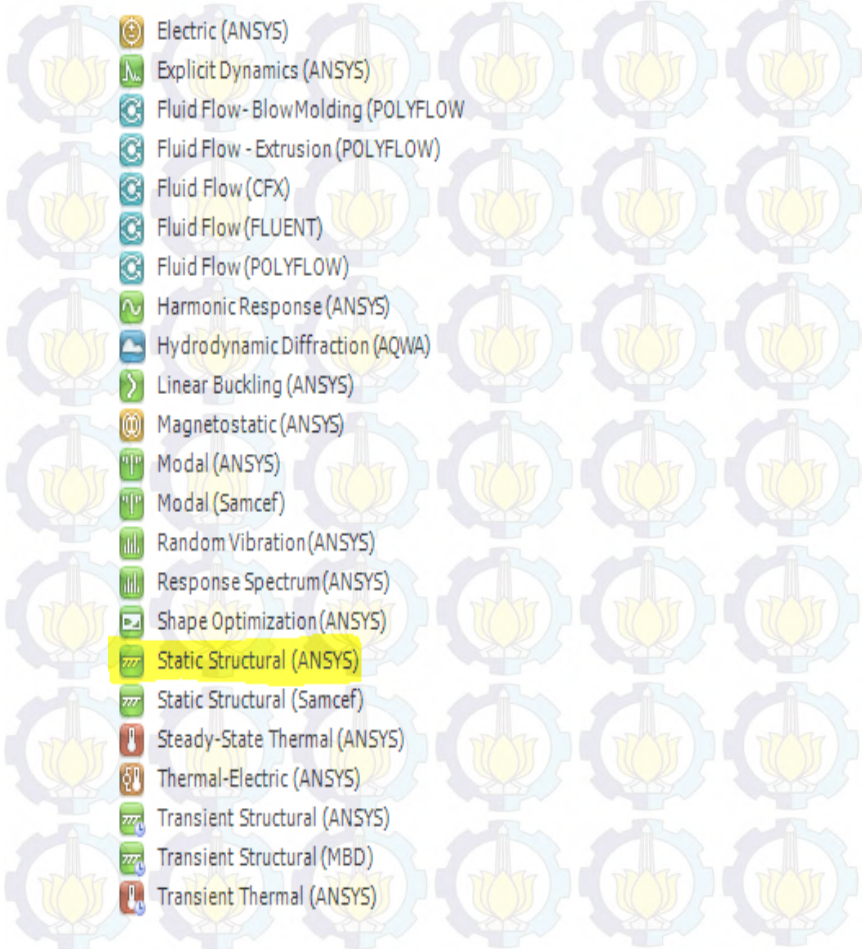


Gambar 3.5 Diagram Alir Penelitian Dengan Ansys

- **Penjelasan Diagram Alir Simulasi pada Ansys**

- a. **Pemilihan simulasi (*Static Structural*)**

Pada program Ansys banyak terdapat berbagai macam simulasi yang diinginkan. Akan tetapi pada penelitian ini, simulasi yang digunakan adalah Static Structural.



Gambar 3.6 Pemilihan Simulasi Untuk Static Structural

b. Import Rangka ke *Ansys*

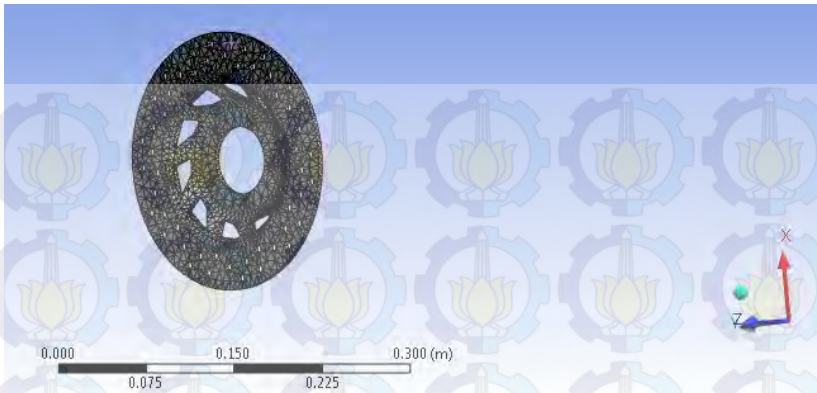
Pada tahap ini memasukkan rangka (rem cakram dan rem tromol) yang sudah dibuat di program Solidwork.

c. Meshing

Proses meshing merupakan pembagian part yang akan dilakukan simulasi menjadi bagian yang kecil, yang mana bertujuan untuk mengetahui kondisi pada setiap bagian tersebut.



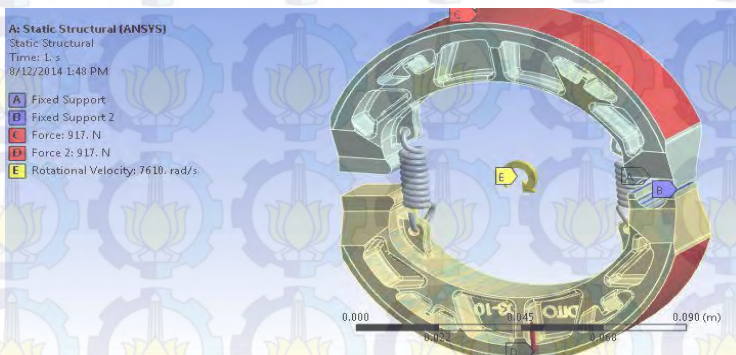
Gambar 3.7a Kanvas Rem Tromol Pada Proses Meshing *Ansys*



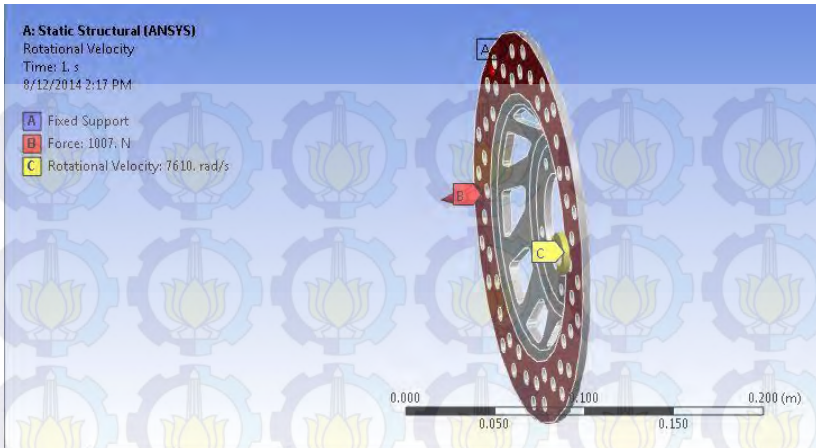
Gambar 3.7 b Piringan Rem Cakram Pada Proses Meshing
Ansys

d. Penentuan *Boundary condition*

Pada proses ini dilakukan penentuan bagian yang akan dijadikan sebagai *Fixed Support*, atau pun bagian yang menerima gaya (*force*).



Gambar 3.8 a Kanvas Rem Tromol dengan *Fixed Support*
(—) Dan yang menerima gaya (—)



Gambar 3.8 b Piringan Rem Cakram dengan *Fixed Supprt* (—) Dan yang menerima gaya (—)

e. Penentuan keluaran yang diinginkan

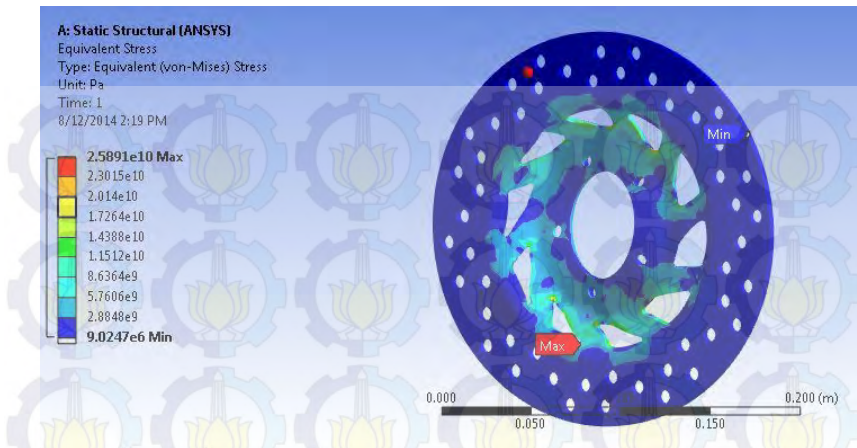
Padapenelitian ini, keluaran yang di inginkan adalah maximum stress serta total deformation yang terjadi pada rangka.

f. Solve / run

Solve / run merupakan proses menjalankan simulasi.

g. Hasil

Pada tahap ini akan di ketahui total deformation maksimum dan minimum, serta equivalent stress minimum dan maksimum. Hasil tersebut dijadikan acuan untuk membandingkan dengan perhitungan manual.



Gambar 3.9 Tampilan hasil simulasi untuk equivalent stress

h. Selesai

Perbandingan perhitungan teoritis dengan numerik, melakukan perbandingan hasil analisis dengan hasil *Ansys*.

Analisa dan kesimpulan, melakukan analisa dari hasil perbandingan teoritis dan numeric. Kemudian mengambil kesimpulan dari hasil analisa.

Selesai



BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam tugas akhir ini dilakukan analisa rem cakram dan rem tromol pada sistem pengereman pada sepeda motor .

Dalam perhitungan ini data – data perhitungan diambil dari spesifikasi sepeda motor Honda Supra x 100 cc.

4.1 Analisa Rem Cakram dan Rem Tromol Dengan Tanpa Pembebanan (Beban Kosong)

4.1.1 Analisa Rem Cakram

Pada analisa rem cakram menggunakan perhitungan elemen mesin dengan tanpa pembebanan / beban kosong dan mengambil data dari dimensi rem cakram.

- Data yang dapat diketahui:
 - W (berat total) = 95 kg
 - W_D (beban depan) = 55 kg
 - W_B (beban belakang) = 40 kg
 - L (jarak sumbu roda) = 1220 mm
 - h (tinggi titik berat) = 500 mm
 - R (jari – jari efektif ban) = 500 mm
 - r (jari – jari rem) = 220 mm
 - r_m (jari – jari rata – rata rem cakram) = 90,83
 - s (panjang sisi silinder hidrolik) = 60 mm x 35 mm
 - θ (sudut kontak lapisan) = 41,98
- Asumsi :
 - Q (gaya pedal) = $Q < 30$ kg
 - μ (bahan gesek kanvas rem terbuat dari besi cor) = 0,20
 - α' (perlambatan) = $0,6 \text{ g m/s}^2$
 - v (Kecepatan Maksimum kendaraan) = 100 km/h

Karena yang dicari disini adalah gaya rem untuk roda depan maka beban dinamis yang dicari adalah beban dinamis roda depan didapat dari rumus

$$\begin{aligned} W_{dD} &= W_D + \alpha' (h / L) \times W \\ &= 55 + 0,6 (500/1220) \times 95 \\ &= 78,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

Mencari gaya rem yang diperlukan untuk roda depan

$$\begin{aligned} B_{ID} &= \alpha' \times W_{dD} \\ &= 0,6 \times 78,36 \\ &= 47,016 \text{ kg} \end{aligned}$$

Mencari luas penampang silinder hidrolik roda

$$\begin{aligned} A_w &= 2 (p \times l) \\ &= 2 (6 \times 3,5) \\ &= 2 (21) \\ &= 42 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Mencari tekanan minyak dengan menggunakan data dari gaya pedal $Q > 21,3 \text{ kg}$ maka,

$$\begin{aligned} p_w &= 0,92Q + 26,4 \\ &= 0,92 \times 28 + 26,4 \\ &= 52,16 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Mencari Faktor Efektifitas dari Rem depan

$$(FER)_D = 2_{\mu D} = 2 \times 0,20 = 0,40$$

Mencari gaya rem yang sebenarnya dengan menggunakan rumus

$$\begin{aligned}B_{dD} &= 2 \times FER_D \times A_w \times p_w \times (r_m / R) \\&= 2 \times 0,40 \times 42 \times 52,16 \times (90,83 / 500) \\&= 318,37 \text{ kg}\end{aligned}$$

Mencari Perbandingan distribusi gaya pada rem depan

$$\begin{aligned}e_s &= \frac{(BD)_D - (W_D/W)}{h/L} \\0,6 &= \frac{(BD)_D - (55/95)}{500/1220}\end{aligned}$$

$$(BD)_D = 0,81$$

Mencari kecepatan kendaraan dengan data asumsi maksimum

$$\begin{aligned}V &= 100 \text{ (km/h)}, \\v &= 100 \times \frac{100}{3600} \\&= 27,8 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Mencari energi kinetis didapatkan dari rumus

$$\begin{aligned}E_k &= \frac{1}{2} mv^2 \\&= \frac{1}{2} \frac{95}{9,81} \times 27,8^2 \\&= 3740,54 \text{ (kg.m)}\end{aligned}$$

Mencari waktu rem sesungguhnya

$$\begin{aligned}
 v &= \alpha' \times g \times t_e \\
 27,8 &= 0,6 \times 9,81 \times t_e \\
 &= 4,73 \text{ (s)}
 \end{aligned}$$

Untuk harga dari kapasitas energi lapisan diusahakan dapat ditekan sampai 0,65 [kg.m/mm².s] atau kurang untuk rem cakram, maka

$$K_{LD} = 0,55 \text{ [kg.m/mm}^2\text{.s]}$$

Untuk selanjutnya mencari luas lapisan untuk rem cakram adalah

$$K_{LD} = \frac{E_{k(BD)} D}{2 A_{LD} t_e}$$

$$0,55 = \frac{3740,54 \times 0,81}{2 \times A_{LD} \times 4,73}$$

$$A_{LD} = 582,32 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Mencari momen rem T didapat dari rumus

$$\begin{aligned}
 T &= \mu \times F \times K_1 \times R_m \\
 &= 0,20 \times (52,16 \times 42) \times 1,021 \times 90,83 \\
 &= 40632,34 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.1.2 Analisa Rem Tromol

Pada analisa rem tromol ini menggunakan perhitungan elemen mesin dengan tanpa pembebanan / beban kosong dengan mengambil data dari dimensi rem tromol.

- Data yang dapat diketahui:
 - θ_1 (sudut antara ujung belakang dengan pena engsel) = 0°

- θ_a (sudut antara P sampai pena engsel) = 90° dianggap sejajar
- θ_2 (sudut antara poros pena engsel sampai ujung depan kanvas rem) = $154,88^\circ$
- c (jarak antara pena engsel sampai ujung depan kanvas rem) = 84,50 mm
- r (jari – jari antara pusat sampai permukaan kanvas rem) = 53 mm
- b (lebar permukaan kanvas rem) = 24 mm
- a (jarak antara pusat sampai pena engsel) = 43 mm
- θ_2 (sudut kontak lapisan) = $154,88^\circ$
- $\theta_1 = 0$
- $\theta_a = 90^\circ$.

• Asumsi :

- Q (gaya pedal) = $Q < 30 \text{ kg}$
- μ (bahan gesek kanvas rem terbuat dari besi cor) = 0,20
- α' (perlambatan) = $0,6 \text{ g m/s}^2$
- v (Kecepatan Maksimum kendaraan) = 100 km/h

Karena yang dicari disini adalah gaya rem untuk roda belakang maka beban dinamis yang dicari adalah beban dinamis roda belakang didapat dari rumus

$$\begin{aligned} W_{dB} &= W_B + \alpha' (h / L) \times W \\ &= 40 + 0,6 (500/1220) \times 95 \\ &= 63,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

Mencari gaya rem yang diperlukan untuk roda depan

$$\begin{aligned} B_{IB} &= \alpha' \times W_{dB} \\ &= 0,6 \times 63,36 \text{ kg} \\ &= 38,016 \text{ kg} \end{aligned}$$

Mencari luas penampang silinder hidrolik roda

$$\begin{aligned}A_{wB} &= [2 (p \times l)] + (\pi/2 \times d^2) \\&= [2 (1 \times 0,8)] + (\pi/2 \times 0,8^2) \\&= 1,6 + 1,01 \\&= 2,61 \text{ cm}^2\end{aligned}$$

Mencari tekanan minyak dengan menggunakan data dari gaya pedal $Q > 21,3 \text{ kg}$ maka,

$$\begin{aligned}p_w &= 0,92Q + 26,4 \\&= 0,92 \times 28 + 26,4 \\&= 52,16 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

Mencari Faktor Efektifitas dari Rem belakang

$$(FER)_B = 2_{\mu B} = 2 \times 0,20 = 0,40$$

Mencari gaya rem yang sebenarnya dengan menggunakan rumus

$$\begin{aligned}B_{dB} &= 2 \times FER_B \times A_w \times p_w \times (r_m / R) \\&= 2 \times 0,40 \times 2,61 \times 52,16 \times (53 / 500) \\&= 11,54 \text{ kg}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan perbandingan distribusi gaya dari rem depan maka didapat

$$e_s = 0,19$$

Mencari kecepatan kendaraan dengan data asumsi maksimum

$$V = 100 \text{ (km/h)},$$

$$v = 100 \times \frac{100}{3600}$$

$$= 27,8 \text{ m/s}$$

Mencari energi kinetik didapatkan dari rumus

$$E_k = \frac{1}{2} mv^2$$

$$= \frac{1}{2} \frac{95}{9,81} \times 27,8^2$$

$$= 3740,54 \text{ (kg.m)}$$

Mencari waktu rem sesungguhnya

$$v = \alpha' \times g \times t_e$$

$$27,8 = 0,6 \times 9,81 \times t_e$$

$$= 4,73 \text{ (s)}$$

Untuk harga dari kapasitas energi lapisan diusahakan dapat ditekan sampai 0,18 [kg.m/mm².s] atau kurang untuk tromol, maka

$$K_{LD} = 0,12 \text{ [kg.m/mm}^2\text{.s]}$$

Untuk selanjutnya mencari luas lapisan untuk rem tromol adalah

$$K_{LB} = \frac{E_k(BD)_B}{2A_{LB} t_e}$$

$$0,12 = \frac{3740,54 \times 0,23}{2 \times A_{LB} \times 4,73}$$

$$A_{LB} = 757,86 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Mencari lebar rem drum

$$A_{LB} = (\pi/180^\circ) \times \theta_{TOTAL} \times r \times b_B$$

$$757,86 = (\pi/180^\circ) \times 196,86 \times 53 \times b_B$$

Mencari momen rem T didapat dari rumus

$$\begin{aligned} T &= \mu \times F \times K_1 \times R_m \\ &= 0,20 \times (52,16 \times 2,61) \times 1,021 \times 90,83 \\ &= 2525,0 \text{ N} \end{aligned}$$

4.2 Analisa Rem Cakram Dan Rem Tromol Dengan Pembebanan (Berpenumpang)

4.2.1 Analisa Rem Cakram

Pada analisa rem cakram ini menggunakan perhitungan elemen mesin dengan beban sebanyak dua pengendara dan masing – masing pengendara mempunyai berat 60 kg, pada analisa ini juga mengambil data dari dimensi rem cakram.

- Data yang dapat diketahui:
 - W (berat total dengan 2 penumpang) = 215 kg
 - W_D (beban depan 1 penumpang) = 115 kg
 - W_B (beban 1 penumpang belakang) = 100 kg
 - L (jarak sumbu roda) = 1220 mm
 - h (tinggi titik berat) = 950 mm
 - R (jari – jari efektif ban) = 500 mm
 - r (jari – jari rem) = 220 mm
 - r_m (jari – jari rata – rata rem cakram) = 90,83
 - s (panjang sisi silinder hidrolik) = 60 mm x 35 mm
 - θ (sudut kontak lapisan) = 41,98
- Asumsi :
 - Q (gaya pedal) = $Q < 30$ kg
 - μ (bahan gesek kanvas rem terbuat dari besi cor) = 0,20
 - α' (perlambatan) = 0,6g m/s²

- v (Kecepatan Maksimum kendaraan) = 100 km/h
- W_p (berat pengendara) = 60 kg

Karena yang dicari disini adalah gaya rem untuk roda depan maka beban dinamis yang dicari adalah beban dinamis roda depan didapat dari rumus

$$\begin{aligned} W_{dD} &= W_D + \alpha' (h / L) \times W \\ &= 115 + 0,6 (950 / 1220) \times 215 \\ &= 214,33 \text{ kg} \end{aligned}$$

Mencari gaya rem yang diperlukan untuk roda depan

$$\begin{aligned} B_{ID} &= \alpha' \times W_{dD} \\ &= 0,6 \times 214,33 \\ &= 128,598 \text{ kg} \end{aligned}$$

Mencari luas penampang silinder hidrolik roda

$$\begin{aligned} A_w &= 2 (p \times l) \\ &= 2 (6 \times 3,5) \\ &= 2 (21) \\ &= 42 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Mencari tekanan minyak dengan menggunakan data dari gaya pedal $Q > 21,3 \text{ kg}$ maka,

$$\begin{aligned} p_w &= 0,92Q + 26,4 \\ &= 0,92 \times 28 + 26,4 \\ &= 52,16 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Mencari Faktor Efektifitas dari Rem depan

$$(FER)_D = 2_{\mu D} = 2 \times 0,20 = 0,40$$

Mencari gaya rem yang sebenarnya dengan menggunakan rumus

$$\begin{aligned} B_{dD} &= 2 \times FER_D \times A_w \times p_w \times (r_m / R) \\ &= 2 \times 0,40 \times 42 \times 52,16 \times (90,83 / 500) \\ &= 318,37 \text{ kg} \end{aligned}$$

Mencari Perbandingan distribusi gaya pada rem depan

$$e_s = \frac{(BD)_D - (W_D/W)}{h/L}$$

$$0,6 = \frac{(BD)_D - (115/215)}{500/1220}$$

$$(BD)_D = 0,77$$

Mencari kecepatan kendaraan dengan data asumsi maksimum

$$V = 100 \text{ (km/h)},$$

$$v = 100 \times \frac{100}{3600}$$

$$= 27,8 \text{ m/s}$$

Mencari energi kinetis didapatkan dari rumus

$$E_k = \frac{1}{2} mv^2$$

$$= \frac{1}{2} \frac{215}{9,81} \times 27,8^2$$

$$= 8468,93 \text{ (kg.m)}$$

Mencari waktu rem sesungguhnya

$$v = \alpha' \times g \times t_e$$

$$27,8 = 0,6 \times 9,81 \times t_e$$

$$= 4,73 \text{ (s)}$$

Untuk harga dari kapasitas energi lapisan diusahakan dapat ditekan sampai 0,65 [kg.m/mm².s] atau kurang untuk rem cakram, maka

$$K_{LD} = 0,55 \text{ [kg.m/mm}^2\text{.s]}$$

Untuk selanjutnya mencari luas lapisan untuk rem cakram adalah

$$K_{LD} = \frac{E_{k(BD)_D}}{2A_{LD} t_e}$$

$$0,55 = \frac{8468,93 \times 0,77}{2 \times A_{LD} \times 4,73}$$

$$A_{LD} = 1253,33 \text{ (mm}^2\text{)}$$

4.2.2 Analisa Rem Tromol

Pada analisa rem cakram ini menggunakan perhitungan elemen mesin dengan pembebanan sebanyak dua pengendara, pada analisa ini juga mengambil data dari dimensi rem cakram.

- Data yang dapat diketahui:
 - θ_1 (sudut antara ujung belakang dengan pena engsel) = 0°

- θ_a (sudut antara P sampai pena engsel) = 90° dianggap sejajar
- θ_2 (sudut antara poros pena engsel sampai ujung depan kanvas rem) = $154,88^\circ$
- c (jarak antara pena engsel sampai ujung depan kanvas rem) = 84,50 mm
- r (jari – jari antara pusat sampai permukaan kanvas rem) = 53 mm
- b (lebar permukaan kanvas rem) = 24 mm
- a (jarak antara pusat sampai pena engsel) = 43 mm
- θ_2 (sudut kontak lapisan) = $154,88^\circ$
- $\theta_1 = 0$
- $\theta_a = 90^\circ$.

• Asumsi :

- Q (gaya pedal) = $Q < 30$ kg
- μ (bahan gesek kanvas rem terbuat dari besi cor) = 0,20
- α' (perlambatan) = $0,6 \text{ m/s}^2$
- v (Kecepatan Maksimum kendaraan) = 100 km/h
- W_p (berat pengendara) = 60 kg

Karena yang dicari disini adalah gaya rem untuk roda belakang maka beban dinamis yang dicari adalah beban dinamis roda belakang didapat dari rumus :

$$\begin{aligned}
 W_{dB} &= W_B + \alpha' (h / L) \times W \\
 &= 100 + 0,6 (950/1220) \times 215 \\
 &= 199,33 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Mencari gaya rem yang diperlukan untuk roda belakang

$$\begin{aligned}
 B_{IB} &= \alpha' \times W_{dB} \\
 &= 0,6 \times 199,33 \\
 &= 119,598 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Mencari luas penampang silinder hidrolik roda

$$\begin{aligned}A_{wB} &= [2 (p \times l)] + (\pi/2 \times d^2) \\&= [2 (1 \times 0,8)] + (\pi/2 \times 0,8^2) \\&= 1,6 + 1,01 \\&= 2,61 \text{ cm}^2\end{aligned}$$

Mencari tekanan minyak dengan menggunakan data dari gaya pedal $Q > 21,3 \text{ kg}$ maka,

$$\begin{aligned}p_w &= 0,92Q + 26,4 \\&= 0,92 \times 28 + 26,4 \\&= 52,16 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

Mencari Faktor Efektifitas dari Rem belakang

$$(FER)_B = 2_{\mu B} = 2 \times 0,20 = 0,40$$

Mencari gaya rem yang sebenarnya dengan menggunakan rumus

$$\begin{aligned}B_{dB} &= 2 \times FER_B \times A_w \times p_w \times (r_m / R) \\&= 2 \times 0,40 \times 2,61 \times 52,16 \times (53 / 500) \\&= 11,54 \text{ kg}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan perbandingan distribusi gaya dari rem depan maka didapat

$$e_s = 0,23$$

Mencari kecepatan kendaraan dengan data asumsi maksimum

$$V = 100 \text{ (km/h)},$$

$$v = 100 \times \frac{100}{3600}$$

$$= 27,8 \text{ m/s}$$

Mencari energi kinetik didapatkan dari rumus

$$E_k = \frac{1}{2} mv^2$$

$$= \frac{1}{2} \frac{215}{9,81} \times 27,8^2$$

$$= 8468,93 \text{ (kg.m)}$$

Mencari waktu rem sesungguhnya

$$v = a' \times g \times t_e$$

$$27,8 = 0,6 \times 9,81 \times t_e$$

$$= 4,73 \text{ (s)}$$

Untuk harga dari kapasitas energi lapisan diusahakan dapat ditekan sampai $0,18 \text{ [kg.m/mm}^2\text{.s]}$ atau kurang untuk tromol, maka

$$K_{LD} = 0,05 \text{ [kg.m/mm}^2\text{.s]}$$

Untuk selanjutnya mencari luas lapisan untuk rem tromol adalah

$$K_{LB} = \frac{E_{k(BD)_B}}{2A_{LB} t_e}$$

$$0,04 = \frac{8468,93 \times 0,23}{2 \times A_{LB} \times 4,73}$$

$$A_{LB} = 5147,60 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Mencari lebar rem drum

$$A_{LB} = (\pi/180^\circ) \times \theta_{TOTAL} \times r \times b_B$$

$$5147,60 = (\pi/180^\circ) \times 196,86 \times 53 \times b_B$$

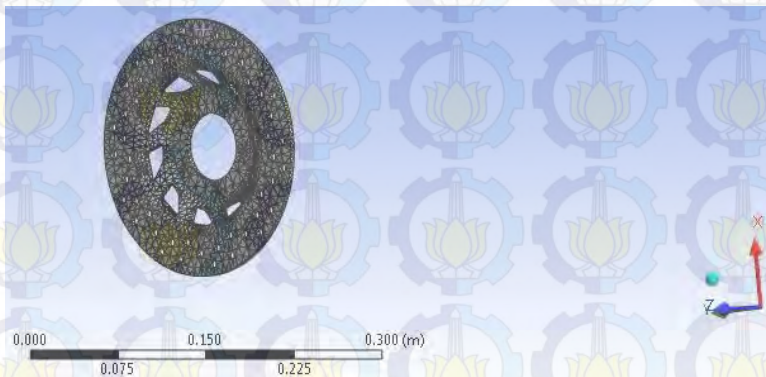
$$b_B = 28,26 \text{ mm}$$

4.3 Analisa ansys

Analisa *Ansys* dilakukan dengan tujuan untuk dapat mensimulasikan total deformation maksimum dan minimum, serta equivalent stress maksimum dan minimum. Dan dikarenakan pada analisa roda gigi rancangan hanya dapat dianalisa tegangannya pada poros dengan *Ansys*.

4.3.1 Analisa pada rem cakram

Meshing rem cakram, yaitu membagi cakram dengan beberapa bagian, semakin banyak bagian yang ada akan semakin detail hasil analisa yang dilakukan.

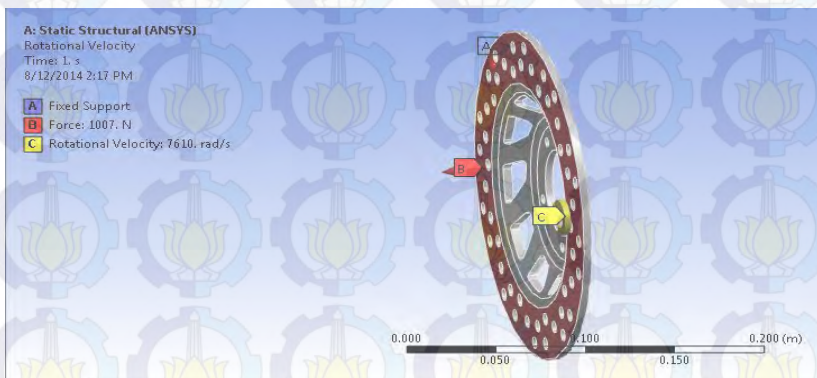


Gambar 4.1 Hasil meshing piringan rem cakram

Statistics	
Nodes	18723
Elements	8959
Mesh Metric	None

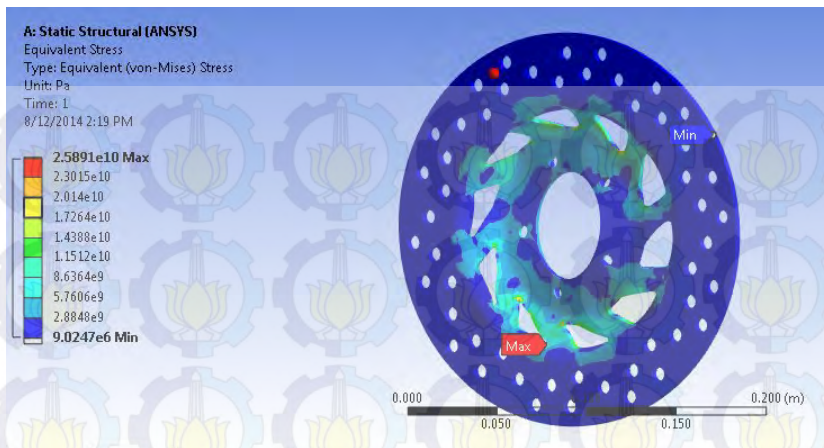
Gambar 4.2 Data hasil ukuran meshing

Berikut adalah gambar yang menjelaskan dimana gaya-gaya (Force) dan tumpuan (Fixed Support) yang terdapat pada rem tromol.

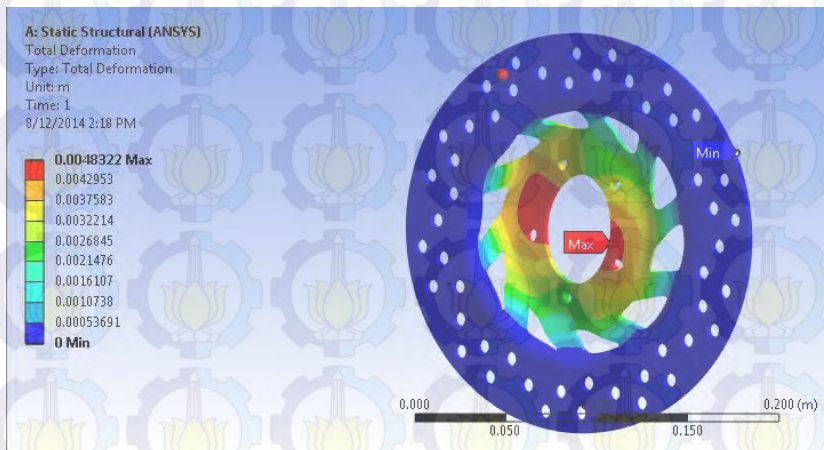


Gambar 4.3 Boundary condition piringan rem cakram

Gaya yang digunakan pada *Ansys* adalah gaya normal rem tromol pada analisa sebelumnya . Dengan ditentukannya gaya dan tumpuan pada poros. Poros dapat dianalisa equivalent stress serta total deformation yang terjadi pada poros.



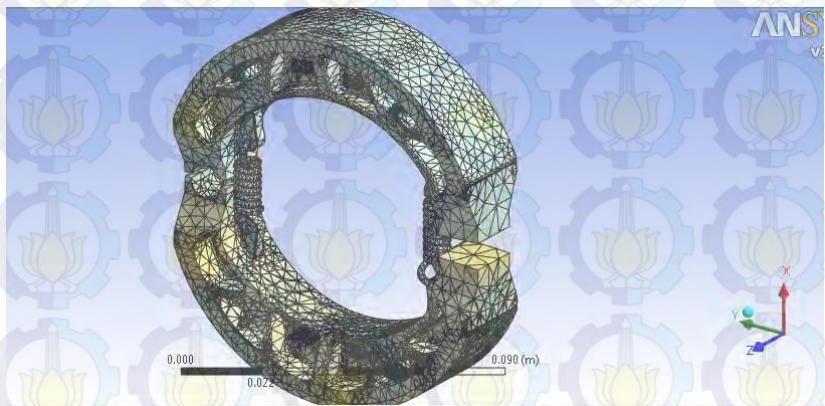
Gambar 4.4 Equivalent stress piringan rem Cakram



Gambar 4.5 Total deformation piringan rem cakram

4.3.2 Analisa pada rem tromol

Meshing rem tromol, yaitu membagi rem tromol dengan beberapa bagian, semakin banyak bagian yang ada akan semakin detail hasil analisa yang dilakukan.

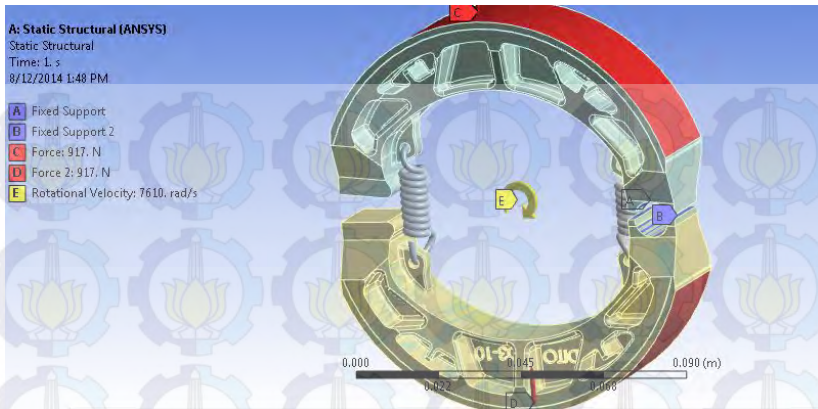


Gambar 4.6 Hasil meshing kanvas rem tromol

Statistics	
Nodes	2273016
Elements	1340392
Mesh Metric	None

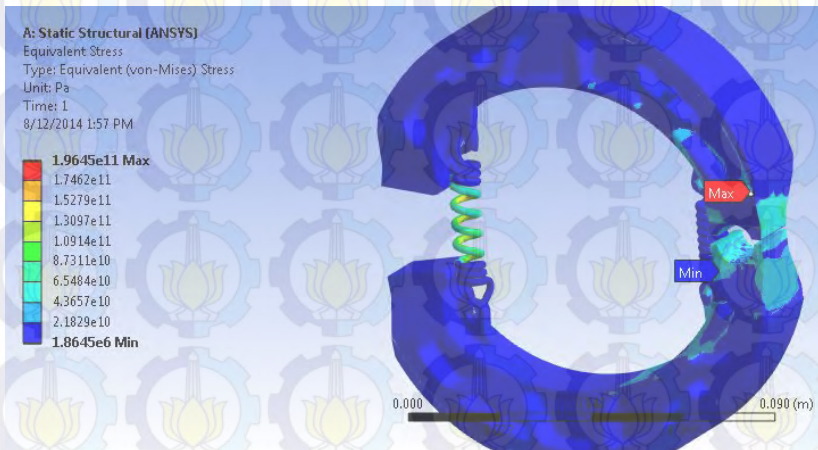
Gambar 4.7 Data hasil ukuran meshing

Berikut adalah gambar yang menjelaskan dimana gaya-gaya (Force) dan tumpuan (Fixed Support) yang terdapat pada rem tromol.

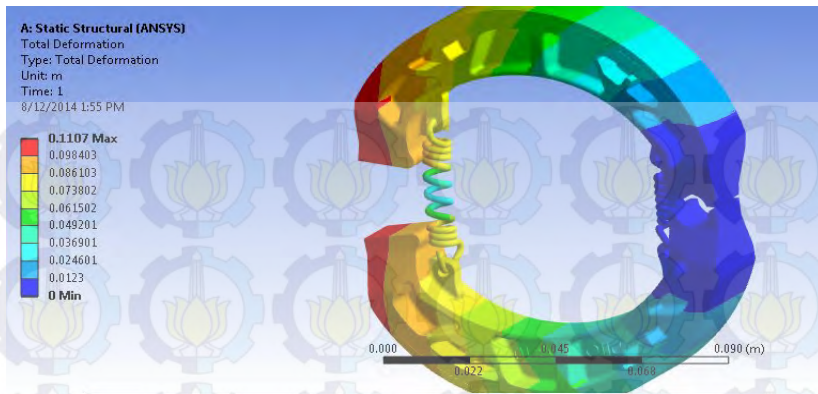


Gambar 4.8 Boundary condition kanvas rem tromol

Gaya yang digunakan pada *Ansys* adalah gaya normal rem tromol pada analisa sebelumnya . Dengan ditentukannya gaya dan tumpuan pada poros. Poros dapat dianalisa equivalent stress serta total deformation yang terjadi pada poros.



Gambar 4.9 Equivalent stress kanvas rem tromol



Gambar 4.10 Total deformation kanvas rem tromol

Kesimpulan dari analisa simulasi dengan *Ansys* akan dijelaskan pada tabel dibawah ini :

Tabel 4.1 Hasil simulasi *Ansys* untuk equivalent stress

	Equivalent Stress min-max (pa)
Rem Cakram	2.5891 – 0.0009
Rem Tromol	1.9465 – 1.8645

Tabel 4.2 Hasil simulasi *Ansys* untuk total deformation

	Total Deformation min-max (m)
Rem Cakram	0 – 0.0048322
Rem Tromol	0 – 0.1107

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil analisis dan pembahasan yang dilakukan pada rem cakram dan rem tromol pada sepeda motor Honda Supra x 100 cc dengan menggunakan perhitungan elemen mesin dan mekanika teknik, dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Sebelum diberikan beban penggeraman yang diperlukan pada rem cakram adalah sebesar 47,016 kgf atau 470,16 N dan pada rem tromol sebesar 38,016 kgf atau 380,16 N. Sedangkan jika setelah diberikan beban sebesar dua orang pengendara dengan berat masing-masing pengendara sebesar 60 kg maka gaya penggeraman yang diperlukan untuk rem cakram sebesar 100,734 kgf / 1007,34 N dan untuk rem tromol sebesar 91,734 kgf / 917,34 N.
2. Dari kesimpulan di atas bisa diketahui bahwa semakin besar beban yang diberikan maka semakin besar pula gaya penggeraman yang diperlukan dan juga dimensi pada sistem rem itu sendiri.
3. Dengan kecepatan sebesar 100 km/h dibutuhkan waktu penggeraman sebesar 4,73 s dengan jarak penggeraman sekitar 7 m.

5.2 Saran

Setelah melakukan analisis dan melakukan perencanaan sistem pengereman sepeda motor Supra x 100 cc, maka dapat memberikan beberapa saran, yaitu sebagai berikut :

1. Diperlukan sepeda motor yang baru keluaran pabrik untuk penelitian sistem pengereman.
2. Dapat mengetahui bahan material dari rem cakram dan rem tromol .

DAFTAR PUSTAKA

Hibbeler, R.C, 2010. *Dynamics (Twelfth Edition)*. New Jersey, Pearson Education Inc.

Sularso & Suga, K, 1997, “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, PT Pradnya Paramita, Jakarta.

Sutantra, I Nyoman, 2001, “Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya”, Surabaya, Guna Widya.

Shigley, Joseph E. & Mitchell, Larry D. 1997, “Perencanaan Teknik Mesin”, Diterjemahkan oleh Harahap, Gandhi dari bahasa Inggris. Jakarta, Erlangga.

Mustofa, Naharuddin & Basri, 2010, “Studi Kaitan Parameter Pengereman dengan Beban Dinamis pada Kendaraan” (studi kasus), Jurnal Mekanikal, Vol. 1 No. 1 hal 1 - 9, UNTAD, Palu.

<http://jurnal.untad.ac.id/jurnal/index.php/Mekanikal/article/download/939/744>

Jama, Julius, 2008, “Teknik Sepeda Motor Jilid 3”, Jakarta.

[http://bse.mahoni.com/data/SMK_10/Teknik Sepeda Motor Jilid 1 Kelas 10 Prof Dr Jalius Jama MEd dkk 2008.pdf](http://bse.mahoni.com/data/SMK_10/Teknik_Sepeda_Motor_Jilid_1_Kelas_10_Prof_Dr_Jalius_Jama_MEd_dkk_2008.pdf)

SPESIFIKASI

	BAGIAN	SPESIFIKASI
DIMENSI	Panjang Lebar Tinggi Jarak sumbu roda Jarak terendah ke tanah Tinggi sadel Tinggi pijakan kaki Berat kosong	1.910 mm 715 mm 1.087 mm 1.222 mm 145,5 mm 789 mm 272 mm 95 kg
RANGKA	Tipe Suspensi depan, jarak redaman Suspensi belakang, jarak redaman Ukuran ban depan Ukuran ban belakang Tekanan udara ban depan Tekanan udara ban belakang Rem depan Rem belakang Isi tangki bahan bakar Sudut caster Panjang trail Kapasitas minyak garpu depan	Tulang punggung Garpu teleskopik, 80,2 mm Lengan ayun, 81,5 mm 2,50 - 17 - 38 L 2,75 - 17 - 41 P 200 kPa, 2,00 kg/cm ² , 29 psi 225 kPa, 2,25 kg/cm ² , 33 psi Sistem teromol, digerakkan kabel Sistem teromol, digerakkan batang penarik. 3,7 liter 28° 30' 71 mm 64 cm ³
MESIN	Tipe Susunan silinder Diameter x langkah Volume langkah Perbandingan kompresi Daya maksimum Momen puntir maksimum Kapasitas minyak pelumas Sistem pelumasan Penggerak katup Sistem penegang rantai Klep masuk Klep buang Renggang klep Kecepatan stasioner Berat mesin	Mesin OHC, 4 langkah, pendinginan udara Satu silinder, kemiringan 80° dari vertikal 50 x 49,5 mm 97,1 cm ³ 8,8 : 1 7,5 DK/8.000 rpm (JIS) 0,77 kg-m/6.000 rpm 0,75 liter pada penggantian periodik. 0,90 liter pada pembongkaran mesin. Sirkulasi minyak pelumas digerakkan pompa pelumas, bak mesin sebagai tempat penampungan minyak pelumas. Poros bubungan digerakkan rantai mesin Bekerja secara otomatis Buka 2° sebelum TMA Tutup 25° setelah TMB Buka 33° sebelum TMB Tutup 0° setelah TMA Masuk 0,05 mm Buang 0,05 mm 1.400 ± 100 rpm 22,7 kg

	BAGIAN	SPESIFIKASI
KARBURATOR	Tipe Diameter venturi	Skep (piston valve) 16 mm atau yang sejenis
SISTEM PENGGERAK	Kopling Transmisi Pola pengoperasian gigi Perbandingan reduksi awal Perbandingan reduksi gigi 1 gigi 2 gigi 3 gigi 4 Perbandingan reduksi akhir	Kopeling ganda : otomatis sentrifugal dengan sepatu gesek pada poros engkol, dan kopling basah dengan pelat majemuk pada poros utama digerakkan pedal persneling. 4 kecepatan, bertautan tetap N – 1 – 2 – 3 – 4 – (N), sistem rotari 4,058 (69/17) 2,833 (34/12) 1,705 (29/17) 1,238 (26/21) 0,958 (23/24) 2,667 (40/15)
SISTEM LISTRIK	Pengapian Sistem starter Alternator/kapasitas Kapasitas batere Sekring Busi Jarak renggang busi	Pengapian elektronis CDI (tanpa platina) Pedal kick starter dan starter listrik Generator AC, 94 W/5.000 rpm 12V 5AH 10 A ND : U20FS-U, U22FS-U (standard), U24FS-U NGK : C6HSA, C7HSA (standard), C8HSA 0,6 - 0,7 mm.

BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari empat bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 13 November 1992 di Surabaya, Provinsi Jawa Timur. Pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi TK Sukses Surabaya, SDN Sawahan 3 Surabaya, SMPN 5 Surabaya, dan SMAN 11 Surabaya dengan bidang studi IPA. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di Program Studi D3 Teknik Mesin dan mengambil bidang studi Konversi Energi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2010.

Selama masa pendidikan baik di perkuliahan penulis aktif berorganisasi, penulis menjabat sebagai Staff Divisi Semi Otonom Bengkel 2012-2013 himpunan mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Penulis aktif di dalam kegiatan kaderisasi menjabat menjadi instruktur 2012-2013. Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. Boma Bisma Indra, Surabaya, Jawa Timur.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan dasar Pra-TD ITS (2010), Pelatihan dasar TD ITS (2011), Pelatihan PLC Mitsubishi, Pelatihan Las Disnaker, Pelatihan Servis Motor Disnaker.